

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍA
INDUSTRIAL
TRABAJO FIN DE GRADO

***DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE
UNA CENTRAL DE CICLO COMBINADO
DE 400MW***

Alumno/Alumna: Zheng, Zheng, Ying Jie

Director/Directora (1): De la Peña, Aranguren, Víctor

Director/Directora (2): --

Curso: 2017-2018

Fecha: Bilbao, 27, junio, 2018

RESUMEN

- *Título del Trabajo:* Diseño y dimensionamiento de una central de ciclo combinado de 400MW
- *Resumen:* El propósito de utilizar un ciclo combinado (CC) en la producción de energía es generar energía eléctrica a un menor coste por kWh, a mayores eficiencias, con una inversión razonable por MW instalada y una amortización más corta, a su vez minimizando el impacto ambiental. Se pueden instalar en diferentes configuraciones, dependiendo del tamaño de la instalación, el propósito, las eficiencias deseadas y la inversión. El principal objetivo de este proyecto es llevar a cabo el diseño y dimensionamiento correcto de una planta de ciclo combinado cuyo único propósito es de generar energía eléctrica.
- *Palabras claves:* ciclo combinado, turbina de gas.
- *Izenburua:* 400MWko ziklo konbinatuko zentral baten diseinua eta dimentsionamendua.
- *Laburpena:* Ziklo konbinatuko zentralaren erabileraren helburua energia elektrikoaren ekoizpena da, kostu txikiagoan kWh-rekin, eraginkortasun handiagoetan, MW-ko instalazioaren kostua murriztuz, amortizazio laburragoa lortuz, eta ingurumen-inpaktua minimizatuz. Konfigurazio ezberdinetan instalatu ahal izango dira, instalazioaren tamainaren, helburuaren, nahi den eraginkortasunaren eta inbertsioaren arabera. Proiektu honen helburu nagusia ziklo konbinatuko zentralaren diseinua eta tamaina egokitzea da.
- *Hitzgakoak:* ziklo konbinatua, gas turbina.

- *Title:* Design and sizing of a 400MW combined cycle power plant
- *Abstract:* The purpose of using a gas turbine combined cycle (GTCC) in the power generation is to generate electric power at lower cost per kWh, higher efficiencies, with a reasonable investment per MW installed and a shorter payback, while minimizing the environmental impact. They can be arranged in different configurations, depending on the size of the installation, the purpose, the desired efficiencies, and the amount invested. The main issue held on by this project is carrying out a design and the sizing of a GTCC power plant with the sole purpose of generating electrical power.
- *Keywords:* Combined cycle, gas turbine.

1. ÍNDICE GENERAL

1.	ÍNDICE GENERAL	4
2.	LISTA DE TABLAS, ILUSTRACIONES Y ABREVIATURAS	7
3.	INTRODUCCION	11
4.	CONTEXTO	14
5.	OBJETO	16
6.	ALCANCE.....	17
7.	BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO	18
8.	ESTADO DEL ARTE.....	19
8.1	TIPOS DE CICLOS Y SISTEMAS.....	19
8.1.1	CICLO DE GAS SIMPLE	19
8.1.2	CICLO DE GAS CON COMBUSTION SECUENCIAL.....	22
8.1.3	CICLO DE GAS REGENERATIVA.....	24
8.1.4	CICLO DE GAS CON REFRIGERACION INTERMEDIA EN EL COMPRESOR.....	25
8.1.5	CICLO DE VAPOR SIMPLE.....	27
8.1.6	CICLO DE VAPOR CON SOBRECIENTAMIENTO	31
8.1.7	CICLO DE VAPOR CON RECALENTAMIENTO.....	32
8.1.8	CICLO DE VAPOR SUPERCRITICO	33
8.1.9	CICLO DE VAPOR REGENERATIVO.....	34
8.1.10	CALDERA DE RECUPERACION	37
8.1.11	CALDERA CON POSTCOMBUSTION	39
8.1.12	CICLO COMBINADO CON VARIOS NIVELES DE PRESION	40
8.1.13	CICLO COMBINADO CON RECALENTAMIENTO.....	41
8.2	CONFIGURACIONES.....	41
9.	SOFTWARE.....	43
9.1	GT PRO	43
9.2	MATLAB.....	44
9.3	CYCLEPAD	44

9.4	CYCLE TEMPO.....	44
9.5	EES.....	45
10.	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	47
10.1	LAY-OUT.....	49
10.2	DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES.....	55
10.2.1	GRUPO DE TURBINA DE GAS - MITSUBISHI 701G1.....	55
10.2.2	TURBINA DE VAPOR - DOOSAN SKODA POWER DST-S20.....	57
10.2.3	CALDERA DE RECUPERACIÓN	58
10.2.4	INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	59
10.2.5	BOMBA HIDRAULICA	60
10.2.6	CALDERÍN	60
10.2.7	CONDENSADOR.....	61
10.2.8	DESGASIFICADOR.....	61
10.2.9	CHIMENEA.....	62
10.2.10	DOSIFICADOR DE AMONIACO	63
10.2.11	SISTEMA DE TUBERÍAS DE AGUA.....	63
10.2.12	SISTEMAS DE CONTROL	63
10.2.13	GENERADOR ELECTRICO	64
10.2.14	TRANSFORMADOR DE POTENCIA.....	64
11.	DIMENSIONAMIENTO	66
11.1	PARAMETROS DE ENTRADA.....	68
11.2	RESULTADOS	69
12.	ESTUDIO DE ECONOMÍA.....	73
13.	PLANIFICACIÓN	75
13.1	PAQUETES DE TRABAJO.....	75
13.2	DURACIÓN TOTAL	79
13.3	HITOS.....	79
13.4	CALENDARIO.....	80
13.5	TABLA DE TAREAS	80
13.6	DIAGRAMA DE GANNT.....	81

14.	PRESUPUESTO.....	83
14.1	HORAS INTERNAS.....	83
14.2	AMORTIZACIONES.....	83
14.3	COSTE TOTAL	84
15.	CONCLUSIONES.....	85
16.	BIBLIOGRAFIA.....	86
17.	ANEXO I–ESTADOS TERMODINAMICOS	87
18.	ANEXO II – FLUJOS DE CAJA	89

2. LISTA DE TABLAS, ILUSTRACIONES Y ABREVIATURAS

ABREVIATURAS

CC – Ciclo combinado

GTCC – *Gas turbine combine cycle*

TG – Turbina de gas

TV – Turbina de vapor

HRSG – *Heat recovery Steam generator*

TFG – Trabajo fin de grado

LISTADO DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Proceso de generación de ciclo combinado.....	12
Ilustración 2. Esquema de una central térmica de ciclo combinado.....	12
Ilustración 3. Cogeneración en configuración ciclo combinado, La Rabida 80 MW. Propiedad de CEPSA.....	13
Ilustración 4. Comparación del precio de la gasolina entre México y Estados Unidos desde 1970.....	15
Ilustración 5. Esquema de un ciclo ideal de gas simple (Brayton) de aire estandar. Diagrama P-v.....	19
Ilustración 6. Rendimiento del ciclo Brayton en función del ratio de compresión.....	20
Ilustración 7. Diagrama T-s de un ciclo Brayton simple.....	20
Ilustración 8. Esquema y diagrama T-s de una turbina de gas con recalentamiento.....	22
Ilustración 9. Diagrama T-s de dos ciclos de gas a la misma temperatura de entrada a la turbina con diferentes ratios de presión.....	23
Ilustración 10. Esquema y diagrama T-s de una turbina de gas regenerativa.....	24
Ilustración 11. Diagrama P-v de una compresión adiabática y una compresión con enfriamiento.....	25
Ilustración 12. Esquema de una compresión con refrigeración intermedia.....	25
Ilustración 13. Diagrama P-v y T-s de una compresión con refrigeración intermedia.....	26
Ilustración 14. Ciclo de gas regenerativa con combustión secuencial y con enfriamiento intermedia en la compresión.....	27
Ilustración 15. Esquema de un ciclo de vapor simple.....	28
Ilustración 16. Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple (izquierda) y un ciclo Carnot (derecha).....	29
Ilustración 17. Diagrama T-s de un ciclo Rankine con incremento de presión en la caldera.....	30
Ilustración 18. Diagrama T-s de un ciclo Rankine con decremento de presión en el condensador.....	30
Ilustración 19. Diagrama T-s del ciclo Rankine sin sobrecalentamiento (1-2-3-4-a-1) y con sobrecalentamiento (1'-2'-3-4-a-1-1').....	31
Ilustración 20. Esquema y diagrama T-s del ciclo de vapor con recalentamiento.....	33
Ilustración 21. Diagrama T-s de un ciclo de vapor supercrítico con recalentamiento.....	34

Ilustración 22. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de vapor regenerativo con un calentador abierto.	36
Ilustración 23. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de vapor regenerativo con un calentador cerrado.	36
Ilustración 24. Esquema de un ciclo de vapor regenerativo con calentadores abiertos y cerrados.	37
Ilustración 25. Esquema de un HRSG con dos niveles de presión.	38
Ilustración 26. Esquema de una caldera de recuperación con quemadores de postcombustión.	39
Ilustración 27. Esquema de un ciclo combinado de 1, 2 y 3 niveles de presión.	40
Ilustración 28. Localización de la central de ciclo combinado de 400MW.	47
Ilustración 29. Foto comparativa de una central térmica clásica y de ciclo combinado.	48
Ilustración 30. Plano del diseño del ciclo combinado.	51
Ilustración 31. Caldera de recuperación vertical.	58
Ilustración 32. Esquema de un transformador de potencia.	65
Ilustración 33. Diagrama T-s del ciclo de vapor de la central de ciclo combinado.	71
Ilustración 34. Duración del proyecto.	79
Ilustración 35. Tramo de fecha no laborable.	80
Ilustración 36. Tabla de tareas e hitos extraídos del MS Project.	80
Ilustración 37. Diagrama de Gantt.	82

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Simbología de las corrientes del plano.....	52
Tabla 2. Simbología de los elementos que corresponde a los procesos del ciclo.....	53
Tabla 3. Parámetros de la turbina de gas Mitsubishi 701G1.	68
Tabla 4. Estados del ciclo termodinámico predefinidos.....	68
Tabla 5. Rendimientos isoentrópicos.....	69
Tabla 6. Parámetros de salida en el dimensionamiento de la central de ciclo combinado.....	70
Tabla 7. Datos de partida para el estudio económico.....	74
Tabla 8. Resultados principales del estudio económico.....	74
Tabla 9. Hitos del proyecto.....	79
Tabla 10. Partida de horas internas.....	83
Tabla 11. Partida de amortizaciones.....	84
Tabla 12. Presupuesto total.....	84
Tabla 13. Estados termodinámicos del ciclo combinado.....	87
Tabla 14. Flujo de caja del estudio económico.....	90

3. INTRODUCCION

En el sentido más amplio, cuando se habla de una central de ciclo combinado (CC) se refiere a un sistema de producción de potencia que tiene integrado dos o más ciclos termodinámicos, para lograr un mayor rendimiento y una conversión de energía térmica a energía eléctrica más eficaz.

Estos sistemas de producción consisten en la unión de dos o más ciclos, de tal forma que al combinarse, el rendimiento neto del ciclo completo es mayor que los ciclos individuales, llegando así hasta el 60% aproximadamente (en los laboratorios). De todas formas, el rendimiento completo depende indudablemente del rendimiento de los ciclos individuales y de la capacidad que tienen los equipos de transferencia de calor de un ciclo a otro.

Otra de las justificaciones del ciclo combinado, a parte de su alta eficiencia, es el problema tecnológico que aparece al trabajar en un único ciclo termodinámico que se encuentra entre dos focos cuya diferencia de temperatura es muy grande. Esto se evita al unir dos ciclos, uno que trabajará a altas temperaturas (Brayton) y otro a bajas temperaturas (Rankine).

La unión consistirá en el aprovechamiento de las altas temperaturas de los gases de escape que salen de la turbina de gas (TG) del ciclo Brayton, para calentar y generar vapor en el ciclo Rankine o de vapor. Ello se lograra utilizando un recuperador de calor o Heat Recovery Steam Generator (HRSG).

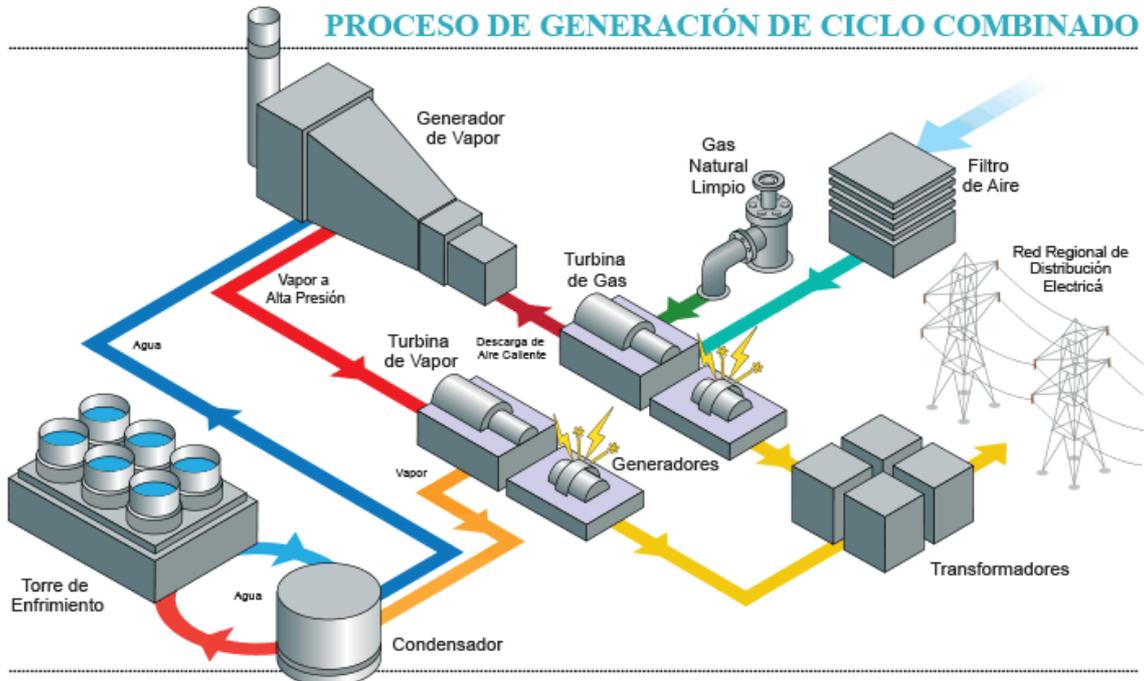


Ilustración 1. Proceso de generación de ciclo combinado.

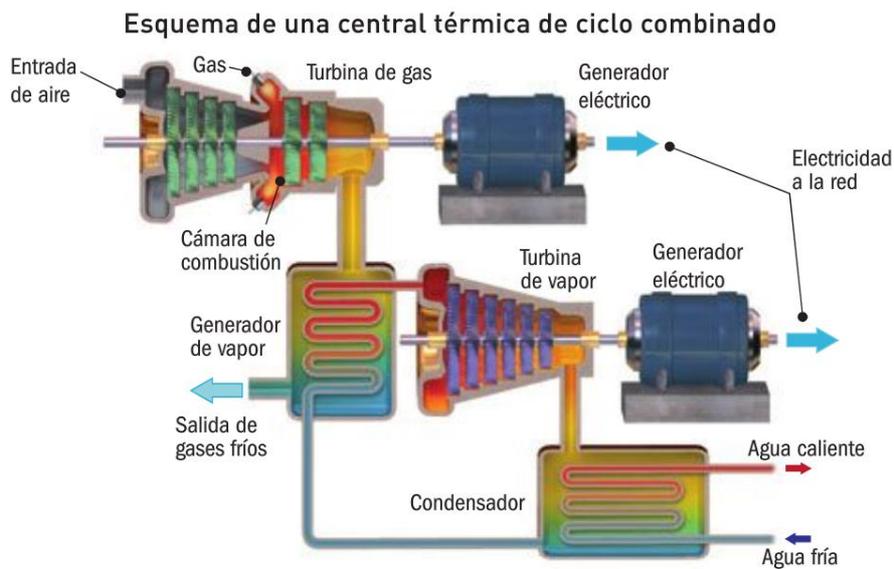


Ilustración 2. Esquema de una central térmica de ciclo combinado.

La dificultad del ciclo combinado reside en el grado de integración a la que debe estar comprometida, para poder lograr la máxima eficiencia posible a un coste económico razonable. Por ello un buen diseño en la parte que une los dos ciclos (HRSG) es de gran importancia.

Cuando el calor del HRSG es utilizado para algún proceso, o para el uso de acondicionamiento de viviendas, se le denominará “Cogeneración”. La particularidad de esta última aplicación es la gran capacidad que tiene para aprovechar los gases de escape del ciclo de gas (o de Brayton) a bajas temperaturas, logrando así un aprovechamiento aún mayor.



Ilustración 3. Cogeneración en configuración ciclo combinado, La Rabida 80 MW. Propiedad de CEPSA.

4. CONTEXTO

Tras la segunda guerra mundial, ya en tiempos de paz, la NASA fue la principal impulsora de la investigación de las TG, que dio lugar a la mejora de aleaciones, componentes y algunas técnicas de diseño. Esta tecnología fue transferida a la aviación militar, y eventualmente a la aviación de uso comercial. Sin embargo, como los mismos fabricantes de esta tecnología también se dedicaban al sector de las TG para el uso en tierra y alta mar, era natural que esta última tecnología se desarrollara, dado que la integración de esta nueva tecnología permitió un gran salto tecnológico en las turbinas de uso industrial. Ello permitió la construcción de turbinas eficientes que eran capaces de generar una gran potencia con un tamaño razonablemente pequeño. A partir de entonces, su uso en la generación de potencia era cada vez más común.

Durante años, ha habido un gran interés en aprovechar el calor residual de los gases de escape de una TG. Esto se debe a que la temperatura de estos gases son relativamente altos, por lo que su aprovechamiento para la generación de vapor en la industria es completamente viable.

Por otra parte, el progresivo crecimiento tanto de la demanda de energía como el de los precios de los combustibles fósiles, y su gran fluctuabilidad en el mercado, ha creado la necesidad de producir energía por otras vías (como la energía nuclear y las energías renovables) y una mejora de eficiencia a la hora de generar energía mediante estos combustibles. Esta fluctuación se debe a que las reservas de petróleo y gas natural se encuentran única y exclusivamente en algunos lugares del mundo, por lo que su producción y venta dependerá completamente de las políticas de los países en los que están localizados. De esta manera, existe una gran dependencia en los países más industrializados de aquellos que son exportadores de petróleo.

Así mismo, la concienciación respecto al cambio climático es cada vez más global y a la vez mayor. Teniendo en cuenta esto último, las regulaciones medioambientales son y serán cada vez más exigentes, rigurosas y restrictivas. De

este modo, aquellas tecnologías que sean capaces de adaptarse a este nuevo escenario encontrarán una ventaja competitiva indudable. A fin de esto último, las turbinas de gas de hoy en día, tienen una emisión de gases contaminantes, como el NO_x, SO₂..., muy reducidas considerando la potencia que genera. Además, la posibilidad de unir a otro ciclo termodinámico para generar una mayor cantidad de energía, elevando así la eficiencia de la central, atrae a los principales inversores del sector.

En definitiva, han creado la necesidad de utilizar el calor residual hasta su máximo potencial, de la cual nace y se fortalece la idea del aprovechamiento de los gases de escape de una turbina, dando así a conocer al ciclo combinado.

COMPARACIÓN DEL PRECIO DE LA GASOLINA ENTRE MEXICO Y ESTADOS UNIDOS DESDE 1970

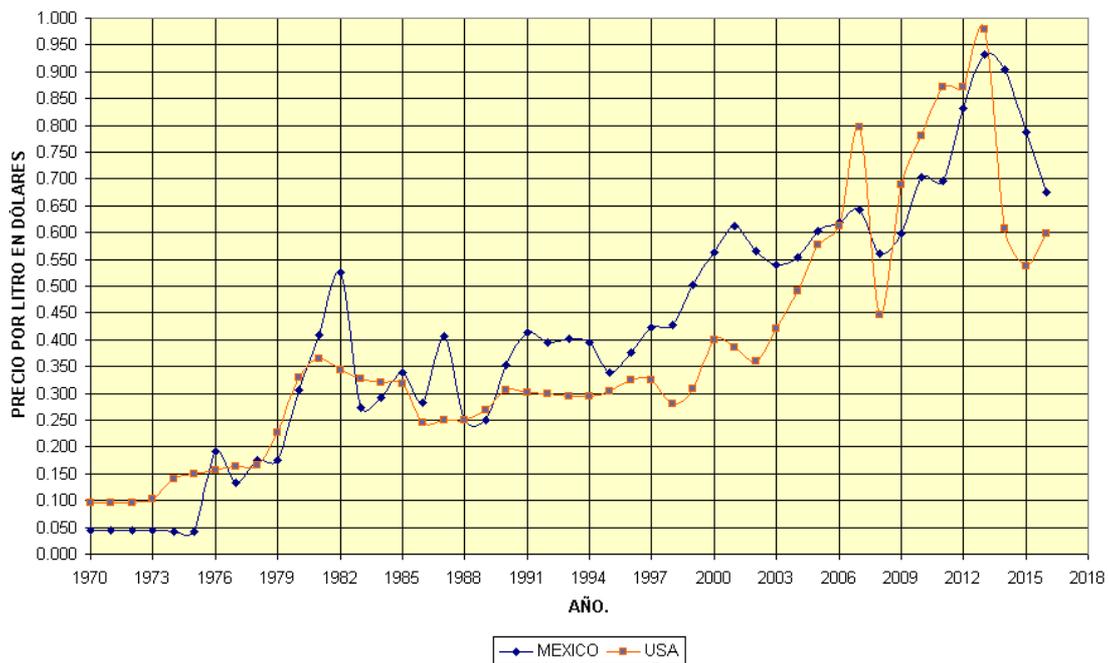


Ilustración 4. Comparación del precio de la gasolina entre México y Estados Unidos desde 1970.

5. OBJETO

El objeto de este TFG (Trabajo Fin de Grado) consiste en realizar parte de la ingeniería básica, de forma simplificada, realizando así el dimensionamiento de una central de ciclo combinado de 400 MW. Para ello se deberá hacer el diseño del ciclo termodinámico de la planta, asegurando una integración óptima.

Se propone dimensionar una Central de alrededor de 400 MW de potencia neta nominal, cuya configuración del ciclo será 1x1 (una turbina de gas y una turbina de vapor), y la central consistirá de un único módulo. Por otra parte, tendrá 2 niveles de presión y un recalentamiento. Así mismo, se ubicará la central en la zona costera de Bizkaia, de este modo se podrá emplear el agua de mar como fluido de refrigeración, lo cual supondrá una mejora en el rendimiento de la central, dado que nos permite trabajar a menores presiones en el condensador.

Se seleccionarán tanto las turbinas de gas como las de vapor tras diseñar y dimensionar el ciclo termodinámico. Una vez diseñado el proceso, se tratará de elegir los parámetros más adecuados para lograr un correcto funcionamiento del sistema y un valor del rendimiento aceptable.

6. ALCANCE

El alcance del presente TFG comprende el diseño, dimensionamiento y estudio de una central de ciclo combinado. Se seleccionará una turbina de gas adecuada para la central, y se extraerán los parámetros de un catálogo para hacer los pertinentes cálculos y dimensionar el ciclo Rankine que comprende la planta.

Para ello se usará el programa EES y Cycle-Tempo, y se tomarán algunas consideraciones para facilitar el dimensionamiento. Se obtendrán las propiedades de diferentes puntos del ciclo y algunos parámetros de especial interés, como puede ser la potencia producida, el rendimiento del ciclo y el consumo de energía de algunos equipos.

Cabe destacar que el objetivo de este TFG no es hacer la ingeniería de detalle, sino más bien hacer una parte de la ingeniería básica considerando algunas simplificaciones. Dado que se pretende hacer el estudio de las dimensiones y elementos básicos requeridos en una central de ciclo combinado de 400 MW.

7. BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

Éste TFG desea aportar los conocimientos básicos que se requiere para un mayor entendimiento sobre los ciclos combinados. Así mismo desea lograr conocer los diferentes tipos de ciclos termodinámicos aplicables en esta área, y las ventajas e inconvenientes que aporta cada uno de ellos. También se describirá brevemente cada uno de los elementos más importantes que toman parte en este tipo de centrales para una mejor comprensión de la funcionalidad de estas. Y por último, se dará a conocer los valores convencionales de algunos parámetros de interés del sistema, de esta manera, se adquirirán los conocimientos básicos para una evaluación correcta de una instalación de estas características.

Asimismo, desea disminuir la mala reputación que posee este tipo de centrales, dado que al ser térmicas y consumidoras de gas natural se tiene una mala imagen de ello. Realmente, el impacto ambiental que supone estas centrales es bastante escaso cuando se comparan con las térmicas convencionales, y las emisiones de gases como el SO₂ y el NO_x son ínfimas considerando la cantidad de energía que producen. Por otra parte la eficiencia que alcanza es muy elevada, siendo este entorno al 55%, por lo que supone un ahorro de combustible por KWh producido. Por ello, se explicarán las ventajas y beneficios que aportan estas centrales, dotando a así a los lectores de una visión más crítica.

Por último, cabe señalar que tanto estos sistemas como su combustible, el gas natural, serán un recurso energético complementario e imprescindible en un escenario de transición energética basado en energías renovables, por lo que su contribución a la lucha contra el cambio climático no será despreciable.

8. ESTADO DEL ARTE

8.1 TIPOS DE CICLOS Y SISTEMAS

En este subapartado se tratarán los diferentes ciclos termodinámicos que se disponen y las modificaciones más comúnmente empleadas. De esta manera, se pretende introducir los conceptos más elementales de un ciclo combinado, y mostrar la gran variedad de modificaciones y combinaciones que pueda tener.

8.1.1 CICLO DE GAS SIMPLE

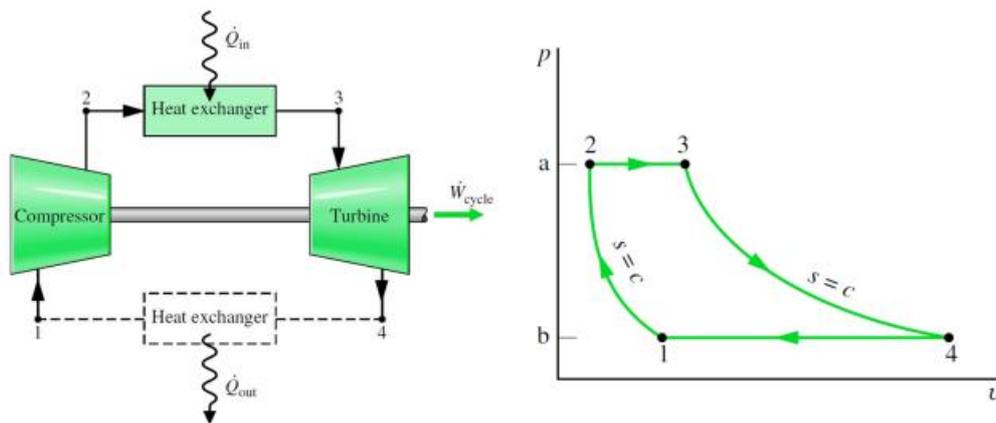


Ilustración 5. Esquema de un ciclo ideal de gas simple (Brayton) de aire estándar. Diagrama P-v.

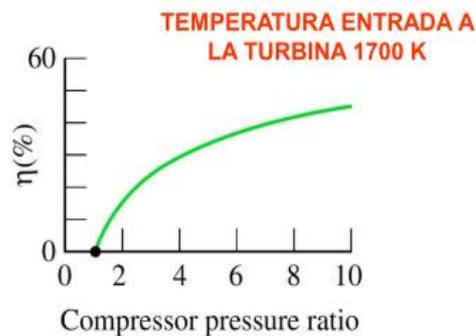


Ilustración 6. Rendimiento del ciclo Brayton en función del ratio de compresión.

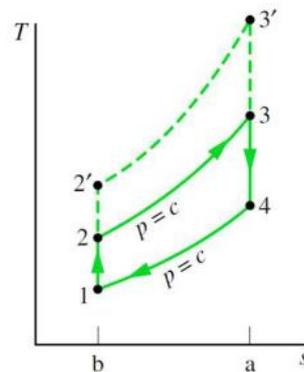


Ilustración 7. Diagrama T-s de un ciclo Brayton simple.

La *Ilustración 5* muestra el esquema y el diagrama de un ciclo Brayton simple que opera como un sistema abierto que representa al funcionamiento de una turbina de gas. Realmente es un ciclo idealizado que no corresponde con la realidad, pues se tiene 2 gases distintos (aire y gases de escape) y únicamente se ha considerado uno de ellos, el aire, la cual se ha definido como un gas ideal. Por otra parte, se ha considerado que la elevación de temperatura que se consigue por la combustión interna se produce por una transferencia de calor a presión constante desde una fuente externa.

Aunque los valores numéricos calculados no correspondan con la realidad, debido a las simplificaciones realizadas, proporcionan indicaciones cualitativas sobre el rendimiento de sistemas cuyos ciclos se asimilen al Brayton. Para estudiar las turbinas de gas sin las suposiciones anteriores hay que disponer de suficiente

información acerca de la combustión y de las propiedades de los productos de la combustión.

El proceso comienza por la toma de aire del ambiente en el compresor, con el previo paso por una serie de filtros con el objetivo de eliminar las partículas en suspensión y evitar el desgaste rápido de los alabes del compresor, y lo comprime hasta una presión de entre 15 y 25 bares. Se desea que el proceso sea lo más isoentrópico posible, es decir, un proceso cuyas irreversibilidades y transferencia de calor con el exterior sean mínimas. En la actualidad el rendimiento de los compresores con un gran número de etapas se sitúa aproximadamente entre el 80% y el 90%.

En las turbinas de gas el compresor generalmente esta acoplado, directamente o indirectamente, al eje de la turbina. De esta manera, la turbina aporta el trabajo necesario al compresor de una manera eficaz. Este trabajo corresponde a una cantidad relativamente grande del trabajo desarrollado por la turbina. Los valores típicos varían desde el 40 al 80% del trabajo de la turbina de gas. En comparación, el trabajo requerido en una central térmica de vapor es normalmente del orden del 1 o 2% respecto a la generada.

El aire sale a alta presión del compresor y pasa a una cámara de combustión donde se inyecta combustible, generalmente gas natural, y donde se produce una combustión. De esta manera, se genera una mezcla de gases, llamado gases de escape, que alcanzan temperaturas muy superiores a los 1000°C. En el caso ideal, este proceso ocurre a presión constante, no obstante se producen pérdidas de carga, aunque por lo general estas son muy pequeñas.

Tras la combustión los gases de escape atraviesan una turbina, en la cual tanto su presión como su temperatura disminuyen. La turbina es capaz de aprovechar la energía entálpica de los gases y convertirla en energía mecánica y transmitirla al generador y compresor acoplado a ella. En este caso también se desea que el proceso sea lo más isoentrópico posible. Los rendimientos isoentrópicos de estas máquinas suelen ser ligeramente mayores que los que tienen los compresores.

La *Ilustración 6* nos muestra como el rendimiento del ciclo está influenciado en gran parte por el ratio de presiones en el compresor. Dado que un mayor ratio de compresión en el proceso 1-2 implica un mayor trabajo neto del ciclo, que se traduce en una mayor área encerrada por las curvas del ciclo del diagrama T-s. Esto último se puede observar en la *Ilustración 7*.

Por último, cabe destacar que las principales irreversibilidades y pérdidas se encuentran en las irreversibilidades dentro del compresor y la turbina; en las caídas de presión cuando el fluido de trabajo atraviesa los intercambiadores de calor; en la transferencia de calor entre los componentes y el ambiente; y en la cámara de combustión, siendo esta última la que mayores irreversibilidades tiene.

8.1.2 CICLO DE GAS CON COMBUSTION SECUENCIAL

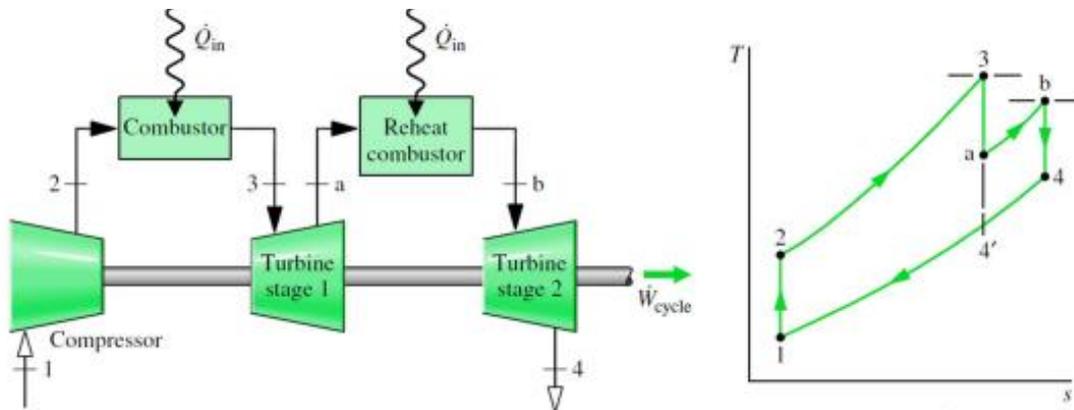


Ilustración 8. Esquema y diagrama T-s de una turbina de gas con recalentamiento.

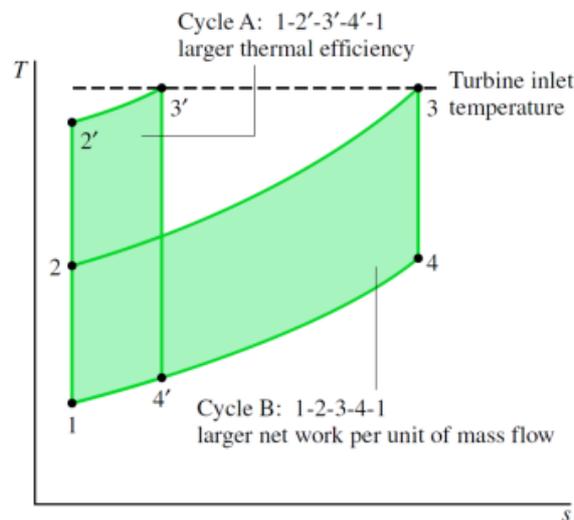


Ilustración 9. Diagrama T-s de dos ciclos de gas a la misma temperatura de entrada a la turbina con diferentes ratios de presión.

Las turbinas de gas con combustión secuencial o con recalentamiento aprovechan el exceso de aire por medio de una turbina multietapa con combuster de recalentamiento entre las etapas.

La principal mejora consiste en que el trabajo total de todas las etapas de la turbina es mayor que la expansión simple. Esto se debe a que en el diagrama T-s las isóbaras divergen ligeramente cuando aumenta la entropía (véase *Ilustración 8*), lo cual implica un mayor trabajo neto en la totalidad del ciclo.

Cabe decir que las turbinas de gas se diseñan, en los ciclos combinados de gas-vapor, de manera que la densidad de potencia sea elevada y la eficiencia del ciclo combinado en conjunto sea óptima. Para lograr ello se eleva el ratio de compresión, manteniendo fija la temperatura de la cámara de combustión. De esta manera el rendimiento del ciclo aumenta, aunque por otra parte la densidad de potencia disminuye (véase *Ilustración 9*). Esto a su vez implica que la temperatura de los gases de escape disminuya, siendo este efecto perjudicial para el sistema de recuperación de calor del ciclo combinado. Por ello, para poder lograr un escenario que satisfaga las necesidades del conjunto, se recurre al ciclo de gas con combustión secuencial.

8.1.3 CICLO DE GAS REGENERATIVA

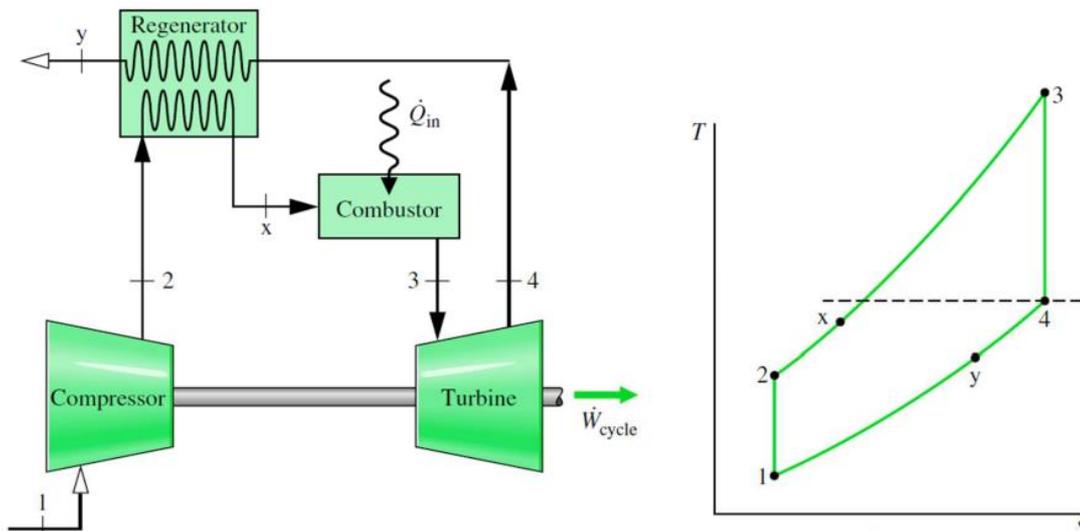


Ilustración 10. Esquema y diagrama T-s de una turbina de gas regenerativa.

Este tipo de ciclos (véase *Ilustración 10*), a diferencia de los ciclos de gas simple, incluyen un regenerador que es un intercambiador de calor a contracorriente, a través del cual los gases de escape de la turbina calienta el aire frío que abandona el compresor.

Dado que el trabajo neto desarrollado por unidad de masa no se ve alterado al incorporar un regenerador, el calor absorbido en el combustor se reduce, es decir, el ciclo requiere menos combustible. Como consecuencia, el rendimiento térmico aumenta.

Debido a que este ciclo consiste en el aprovechamiento de la energía residual de los gases de escape, hay cierta incompatibilidad si se incluyese estos sistemas en los ciclos combinados, ya que el ciclo combinado también aprovecha la energía de los gases de escape. En tal caso se deberá llegar a un compromiso, para que el rendimiento del conjunto sea el óptimo.

8.1.4 CICLO DE GAS CON REFRIGERACION INTERMEDIA EN EL COMPRESOR

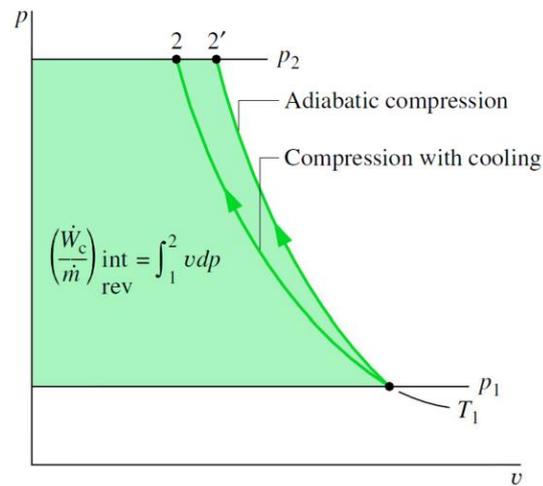


Ilustración 11. Diagrama P-v de una compresión adiabática y una compresión con enfriamiento.

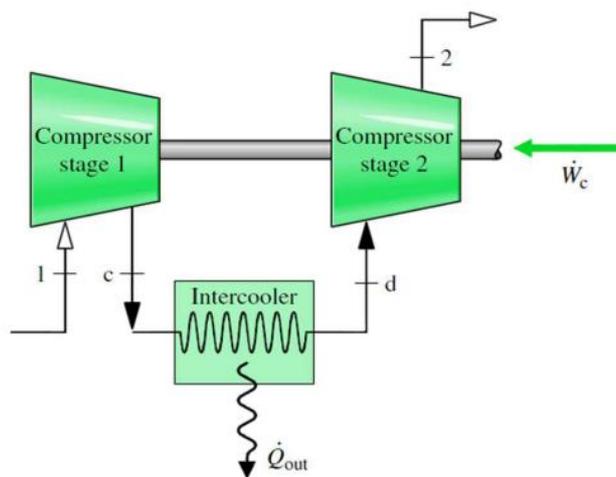


Ilustración 12. Esquema de una compresión con refrigeración intermedia.

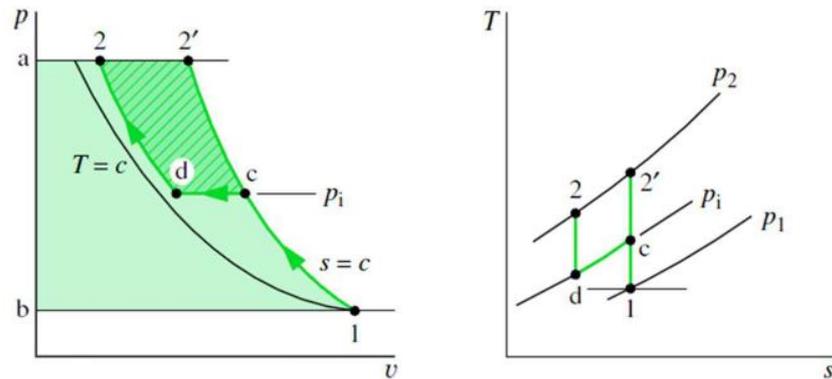


Ilustración 13. Diagrama P-v y T-s de una compresión con refrigeración intermedia.

La ventaja principal que aporta una compresión con enfriamiento es que la cantidad de trabajo necesario para comprimir un fluido, de una presión a otra, es menor que la compresión isoentrópica. Este hecho está presente en la *Ilustración 11*, en la que se puede observar como el área del diagrama (equivalente al trabajo necesario) del proceso con enfriamiento es menor.

Dada a la dificultad tecnológica y económica que presenta el enfriar de modo continuo a la vez que el proceso de compresión ocurre, es más factible la compresión con enfriamiento intermedio. Este proceso consiste en particionar el proceso de compresión en varias etapas, en las cuales todas pretenden ser lo más isoentrópicas posibles, a su vez entre las etapas de compresión se colocan intercambiadores de calor para enfriar el gas a presión constante (véase *Ilustración 12* e *Ilustración 13*).

En definitiva, aumenta el trabajo neto ya que reduce el trabajo de la compresión. Aunque, dado que este proceso introduce el gas a más baja temperatura en la entrada del combustor, puede ser necesaria una mayor aportación de calor. Esta última inconveniencia puede ser solucionada cuando se utiliza la refrigeración en conjunción con la regeneración, incrementando así notablemente el rendimiento térmico (véase *Ilustración 14*).

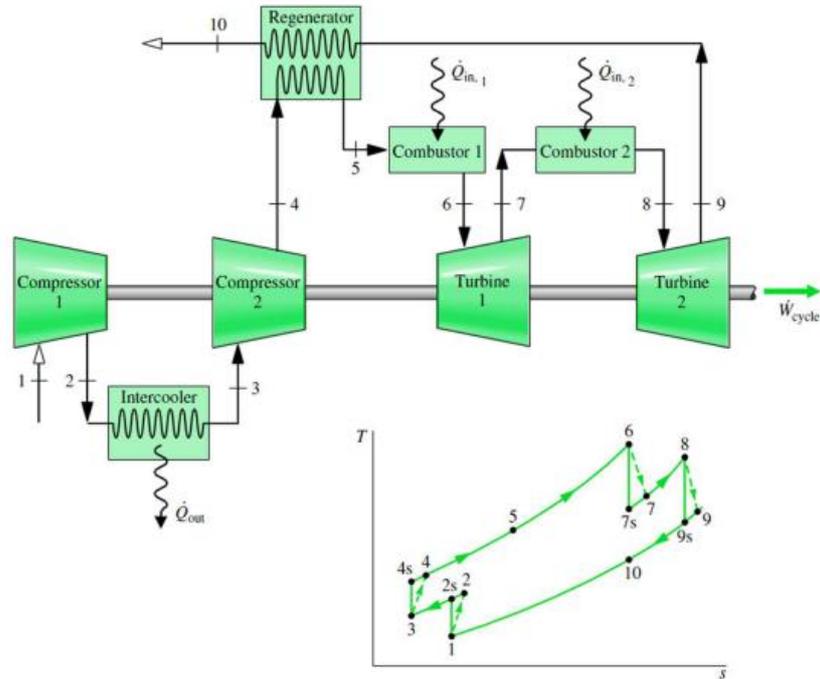


Ilustración 14. Ciclo de gas regenerativa con combustión secuencial y con enfriamiento intermedia en la compresión.

8.1.5 CICLO DE VAPOR SIMPLE

En la *Ilustración 15* se muestra el ciclo de vapor simple junto con su diagrama T-s (ciclo Rankine) en la *Ilustración 16*.

En este ciclo el vapor entra a la turbina en condiciones de saturación, y se expande en ella de la manera más isoentrópica posible hasta la presión del condensador.

A la salida de la turbina se tiene una mezcla bifásica (líquido-vapor) que llega al condensador, en la cual se condensa hasta obtener líquido saturado a la presión de condensación. En un proceso ideal, no habría pérdidas de presión en el condensador, y este permanecería constante, algo que en la realidad no ocurre.

Una vez condensado toda el agua, el líquido saturado pasa a una bomba que eleva su presión hasta la presión de la caldera o evaporador, siendo este proceso también lo más isoentrópica posible. En el caso real, la presión a la que se eleva es algo mayor que la de la entrada a la turbina. Esto se debe a que en el evaporador se presentan pérdidas de presión, las cuales se deben compensar. Si la diferencia de presiones entre la entrada el evaporador y el condensador es grande se emplean varias bombas para elevar la presión.

Tras pasar el agua por la bomba, esta atraviesa el evaporador, donde cambia de fase hasta alcanzar el vapor saturado, la cual es introducida en la turbina. Durante este proceso se presenta una pérdida de presión a lo largo del calentamiento.

El ciclo Rankine simple es la aplicación del ciclo Carnot a la realidad (véase *Ilustración 16*), dado a la imposibilidad tecnológica que presenta este último. En el ciclo Carnot el agua no llega a condensarse del todo en el condensador y no alcanza al estado de líquido saturado, sino a un estado bifásico. Ello supone la entrada de agua y vapor en la bomba, lo cual supone un verdadero reto tecnológico y económico.

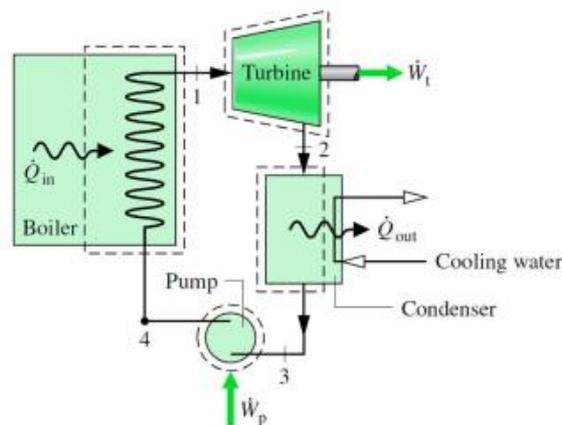


Ilustración 15. Esquema de un ciclo de vapor simple.

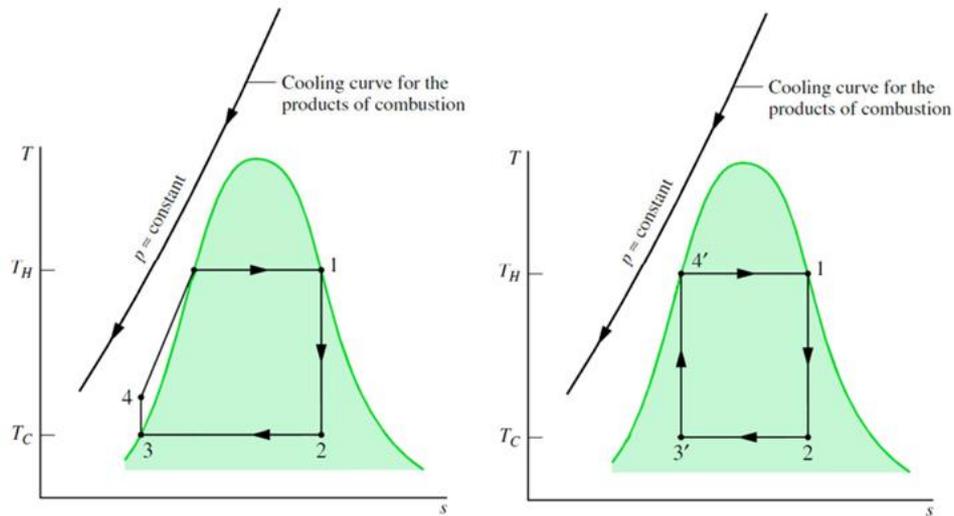


Ilustración 16. Diagrama T-s de un ciclo Rankine simple (izquierda) y un ciclo Carnot (derecha).

Cabe decir que las irreversibilidades más importantes en estos ciclos, se encuentran en la transferencia de calor desde los productos de combustión caliente al fluido de trabajo del ciclo (irreversibilidades externas del ciclo Rankine), en la compresión y expansión no isoentrópica, en las pérdidas de calor a través de las superficies de los equipos, y de los efectos de rozamiento que provocan caídas de presión en el fluido. Estas irreversibilidades suponen una pérdida de energía, lo cual supone una disminución del rendimiento térmico del conjunto.

Asimismo, las presiones del evaporador y del condensador afectan también al rendimiento térmico del ciclo Rankine. Esto se debe a que el rendimiento de un ciclo ideal tiende a aumentar cuando la temperatura media a la que se absorbe el calor aumenta (cuando la presión del evaporador aumenta) y la temperatura a la que el calor cede disminuye (cuando la presión del condensador se disminuye), como se puede observar en la *Ilustración 17* y en la *Ilustración 18*.

Se debe tener en cuenta que el aumento de la presión en el evaporador y la disminución en el condensador provoca una disminución del título del vapor a la salida de la turbina (véase *Ilustración 17* e *Ilustración 18*). Una baja titularidad

produce un desgaste desmesurado y vibraciones en la turbina, dado a los choques de las gotas de agua con los alabes de la turbina, por lo que se establece que a la salida de estas máquinas la titularidad no debe ser inferior al 90%.

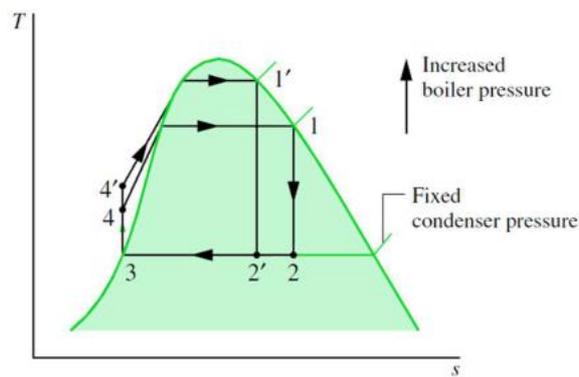


Ilustración 17. Diagrama T-s de un ciclo Rankine con incremento de presión en la caldera.

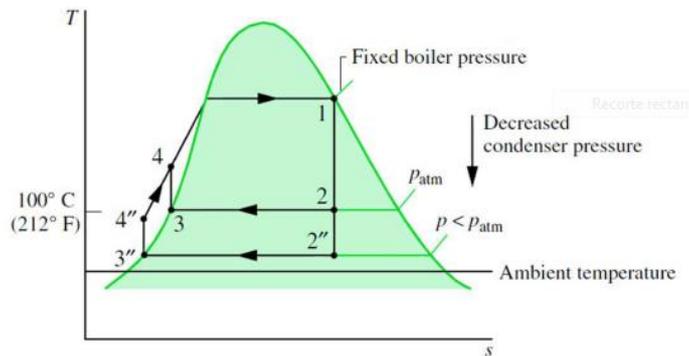


Ilustración 18. Diagrama T-s de un ciclo Rankine con decremento de presión en el condensador.

8.1.6 CICLO DE VAPOR CON SOBRECALENTAMIENTO

El ciclo Rankine con sobrecalentamiento no es más que el ciclo simple con vapor sobrecalentado en lugar de vapor saturado a la entrada de la turbina (véase *Ilustración 19*). Esto es posible dado que no estamos limitados a utilizar vapor saturado en la entrada de la turbina. El sobrecalentamiento se logra combinando la caldera con el sobrecalentador, cuyo conjunto se le conoce como generador de vapor. En el sobrecalentador entra el vapor saturado y se eleva su temperatura alejándolo de las condiciones de saturación.

Asimismo, el sobrecalentamiento aumenta la eficiencia del ciclo de vapor y reduce el problema del bajo título del vapor expulsado de la turbina, ya que desplaza el proceso de la expansión isoentrópica (en el caso ideal) a la derecha del diagrama T-s (véase *Ilustración 19*).

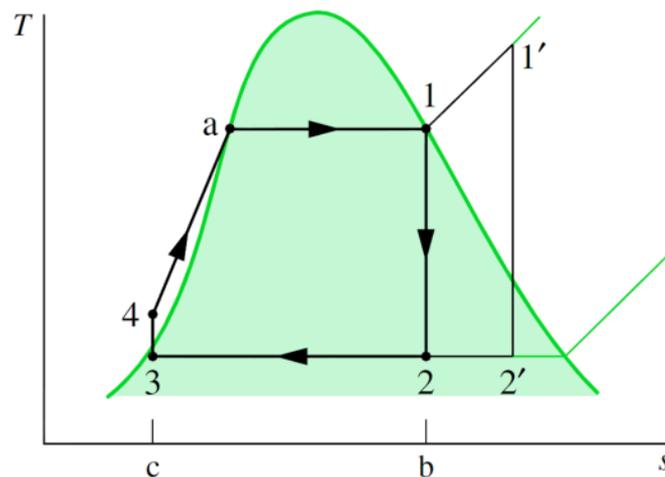


Ilustración 19. Diagrama T-s del ciclo Rankine sin sobrecalentamiento (1-2-3-4-a-1) y con sobrecalentamiento (1'-2'-3-4-a-1-1').

8.1.7 CICLO DE VAPOR CON RECALENTAMIENTO

El ciclo de vapor con recalentamiento consiste en separar tanto la caldera como la turbina en dos o más etapas. Como se muestra en la *Ilustración 20*, el vapor sale sobrecalentado del generador de vapor y atraviesa la primera etapa de la turbina expandiéndose lo más isotrópicamente posible hasta alcanzar un estado cercano al vapor saturado aunque sin llegar a ello. Tras ello el vapor vuelve a la caldera donde vuelve a ser sobrecalentado a presión constante (con unas pérdidas de presión mínimas), elevando así nuevamente su temperatura. De esta manera es introducido en la segunda etapa de la turbina, una etapa de menor presión, en la que se expande hasta la presión del condensador, y nuevamente de la manera más isoentrópica posible.

Para contabilizar el rendimiento térmico de un ciclo con recalentamiento se debe contabilizar la cantidad de trabajo obtenido en ambas etapas de la turbina y también el calor absorbido en los procesos de evaporación/sobrecalentamiento y recalentamiento.

En definitiva, con el recalentamiento se puede aumentar el rendimiento del ciclo, además de resolver el problema del bajo título de vapor, dado que puede aumentar el área que encierra en el diagrama T-s desplazando la curva de la segunda expansión hacia la derecha (véase la ilustración 20), y permitiendo trabajar en la primera etapa de la turbina con una presión mayor. Aunque este tipo de modificación no es efectiva cuando la potencia de la instalación es muy pequeña o el tiempo de amortización es muy largo.

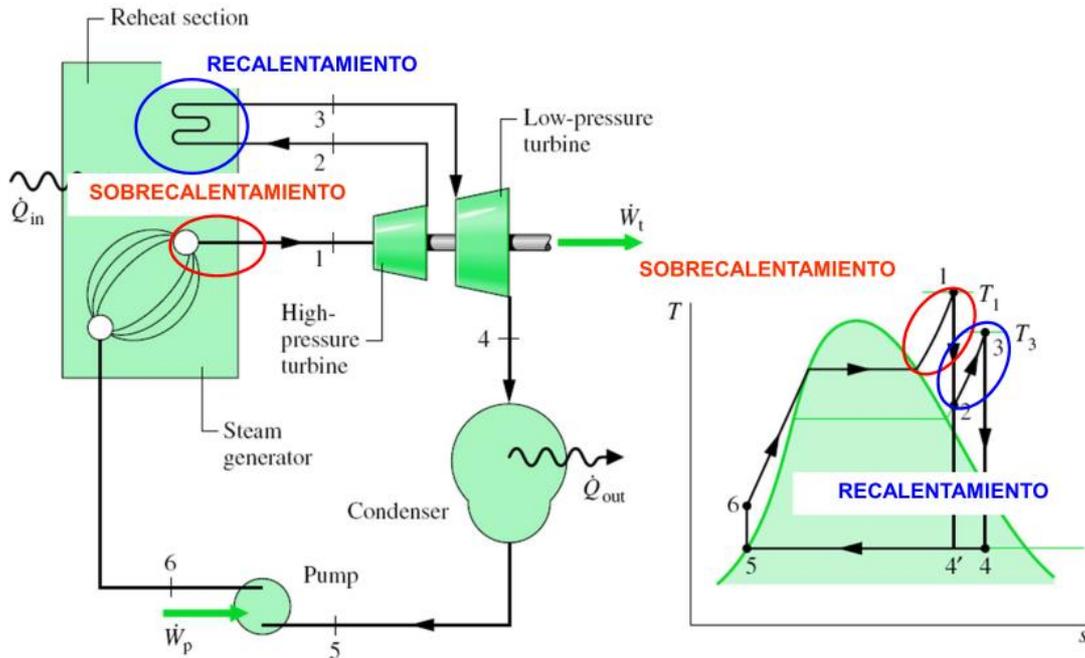


Ilustración 20. Esquema y diagrama T-s del ciclo de vapor con recalentamiento.

8.1.8 CICLO DE VAPOR SUPERCRITICO

El ciclo de vapor supercrítico consiste en el aumento de la presión hasta valores superiores a la presión crítica en el evaporador, eliminando de esta manera la etapa de transformación líquido vapor.

Este aumento de presión supone el aumento de la temperatura media de aportación de calor, lo que conlleva a un aumento del rendimiento. Sin embargo también supone un aumento considerable de los costes de la instalación, dado que requieren de mayores prestaciones en todo el sistema. Esto último se debe a que la temperatura y presión del vapor a la entrada de la turbina está restringida por las limitaciones metalúrgicas impuestas por los materiales usados para fabricar el sobrecalentador, el recalentador y la turbina. Cabe recalcar, que a mayor presión y mayor temperatura, mayor será el rendimiento del ciclo, y menor será el título del vapor a la salida de la turbina, que en cuyo caso sería conveniente la inclusión de un recalentamiento en el ciclo (véase *Ilustración 21*).

Hoy en día es posible diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operen con presiones mayores que la presión crítica del agua (22,1 MPa) y con turbinas de vapor con temperaturas de entrada alrededor de 600°C.

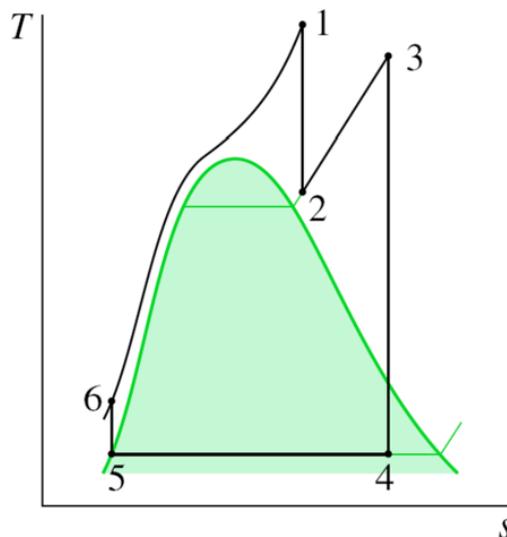


Ilustración 21. Diagrama T-s de un ciclo de vapor supercrítico con recalentamiento.

8.1.9 CICLO DE VAPOR REGENERATIVO

El ciclo de vapor regenerativo es de las modificaciones más comunes que se emplean en los ciclos de vapor, dado que posibilita la mejora del rendimiento térmico del ciclo. Consiste, principalmente, en extraer parte del vapor expandido parcialmente en la turbina y utilizarlo para suministrar calor al fluido de trabajo, aumentando así la temperatura del fluido a una presión dada. Existen dos modos de realizar esto, mediante un calentador abierto o mediante uno cerrado. En el caso del calentador abierto, las presiones de entrada de las corrientes deben ser iguales, para que no se produzcan retornos indeseables en las tuberías. En el calentador cerrado, en cambio, las presiones de las corrientes pueden ser diferentes, dado que no hay una mezcla entre los flujos (véase *Ilustración 22* e *Ilustración 23*).

Hay un gran interés por los calentadores abiertos, dado que aparte de mejorar el rendimiento térmico también es posible su funcionamiento como un desgasificador, que como su nombre indica es capaz de extraer los gases disueltos del fluido de trabajo (agua). Esto es fundamental en los ciclos de vapor dado que el agua con el que se trabaja debe ser de una gran pureza, por lo que no se permite la presencia de minerales ni gases para lograr el correcto funcionamiento y mantenimiento del sistema. El problema principal de estos gases son las inevitables y continuas infiltraciones de aire hacia el interior del sistema, que ocurre en la parte del condensador, dada a la gradiente de presiones que hay entre el fluido y el entorno, siendo la presión del fluido mucho menor que la del ambiente.

En las centrales de ciclo combinado convencionales, el ciclo de vapor regenerativo puede afectar negativamente al rendimiento global del ciclo combinado. Esto se debe a que la temperatura del agua de alimentación a la caldera aumenta con el ciclo regenerativo, por lo que la diferencia de temperatura entre la corriente de agua y los gases de escape es menor, produciéndose de esta manera una menor transferencia de calor desde los gases de escape al agua. A pesar de ello, se debe incluir un sistema regenerativo en el ciclo de vapor, dado que disponer de un sistema de extracción de gases supone de gran interés.

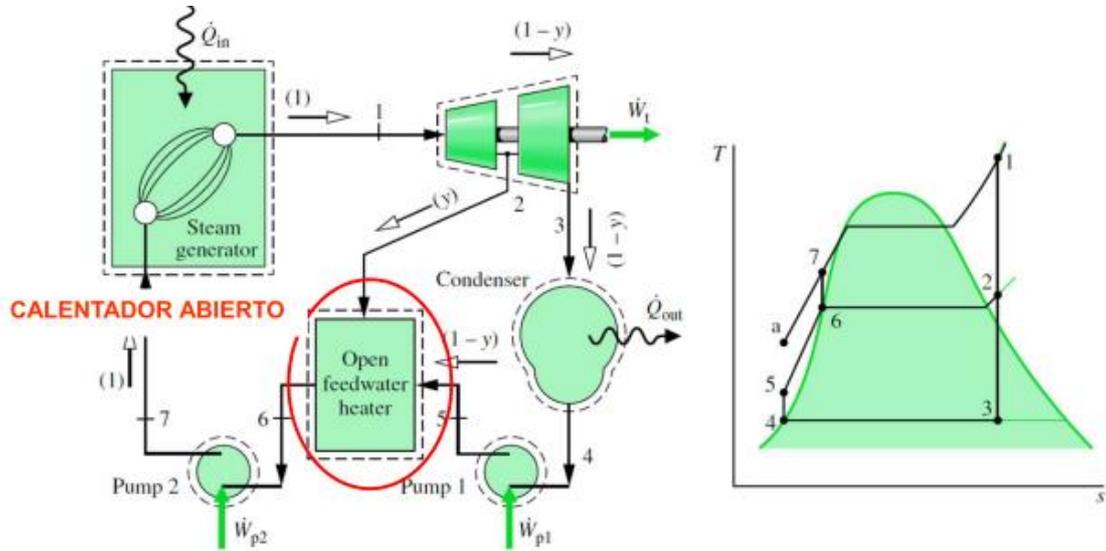


Ilustración 22. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de vapor regenerativo con un calentador abierto.

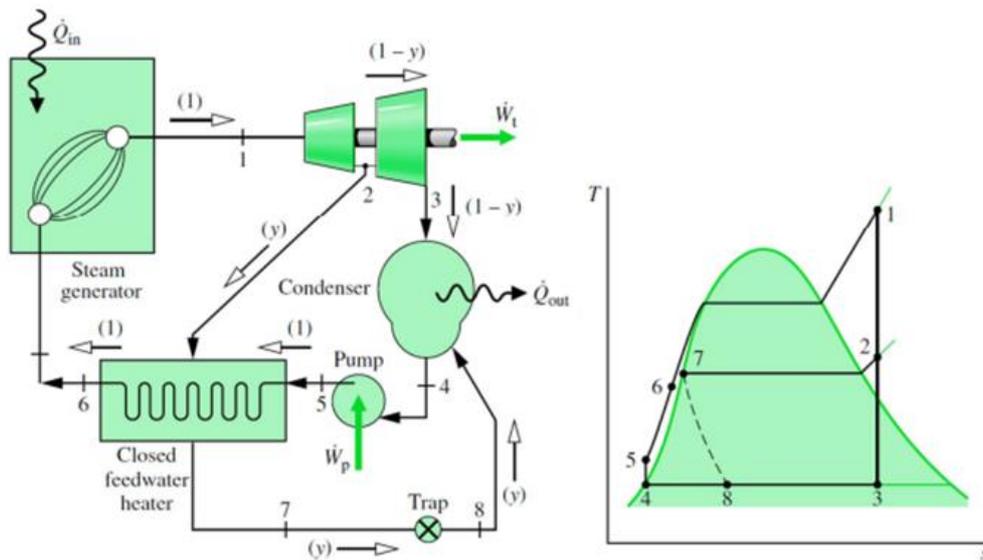


Ilustración 23. Esquema y diagrama T-s de un ciclo de vapor regenerativo con un calentador cerrado.

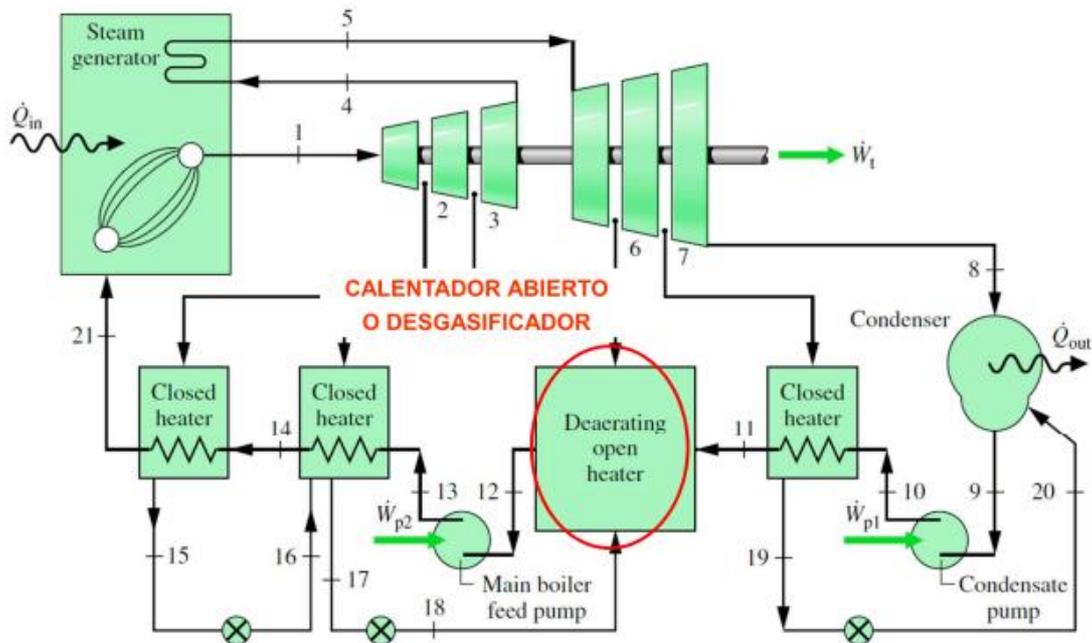


Ilustración 24. Esquema de un ciclo de vapor regenerativo con calentadores abiertos y cerrados.

8.1.10 CALDERA DE RECUPERACION

La caldera de recuperación o HRSG es un intercambiador de calor que recupera la energía residual que se haya en los gases de escape, cuya temperatura de los mismo sigue siendo relativamente alta, pudiendo alcanzar valores superiores a los 600°C. De esta manera produce vapor que puede ser alimentado a un proceso (cogeneración) o a una turbina de vapor para la producción de energía (ciclo combinado), o incluso ambas simultáneamente.

En el caso del ciclo combinado, es uno de los elementos más importantes, ya que es la unión del ciclo del gas con la del vapor. Un diseño ineficiente de este puede suponer un menor aprovechamiento del calor residual de los gases de escape, y una transferencia de calor ineficaz al ciclo de vapor.

Consiste principalmente de cuatro componentes: el economizador, el evaporador, el sobrecalentador y el calderín. Estos componentes se colocan en el orden y de la manera que el sistema se les exija. El proceso comienza con la alimentación del agua en el HRSG, siendo más concretos en el economizador, en el cual el agua se calentará y pasará del estado líquido subenfriado a un estado cercano al líquido saturado. Luego pasa al calderín que alimenta el evaporador. En el evaporador se produce el cambio de fase líquido-vapor, y este vuelve al calderín como vapor saturado, tras el cual el vapor saturado pasa al sobrecalentador que eleva aún más la temperatura del vapor, dejándolo en el estado de vapor sobrecalentado y alejándolo así de la curva de saturación.

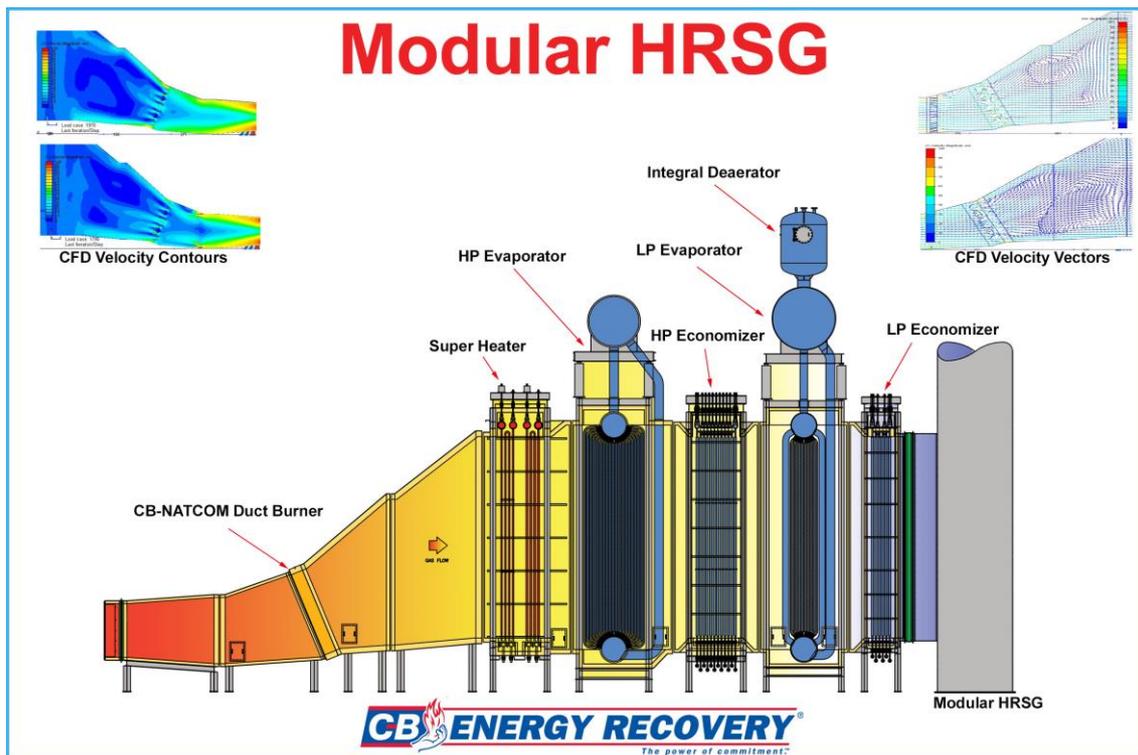


Ilustración 25. Esquema de un HRSG con dos niveles de presión.

8.1.11 CALDERA CON POSTCOMBUSTION

Las calderas de recuperación pueden ser con o sin postcombustión, siendo la ausencia de esta el tipo más común de caldera utilizada en los ciclos combinados.

La caldera con postcombustión consiste en la inclusión de quemadores en la caldera de recuperación, con la posibilidad de un aporte de aire adicional si se requiriese, siendo lo más común limitarse a la instalación de quemadores en el conducto de gases a la entrada de la caldera (véase *Ilustración 26*). Esto es posible debido al exceso de oxígeno que se presenta en los gases de escape de las turbinas de gas. Cabe destacar que no se debe sobrepasar la temperatura admisible de la placa de protección interna del aislamiento, la cual se sitúa sobre los 800°C. Por último, cabe decir que estos sistemas suelen disponer de atemperadores de agua pulverizada para poder regular la temperatura del vapor.

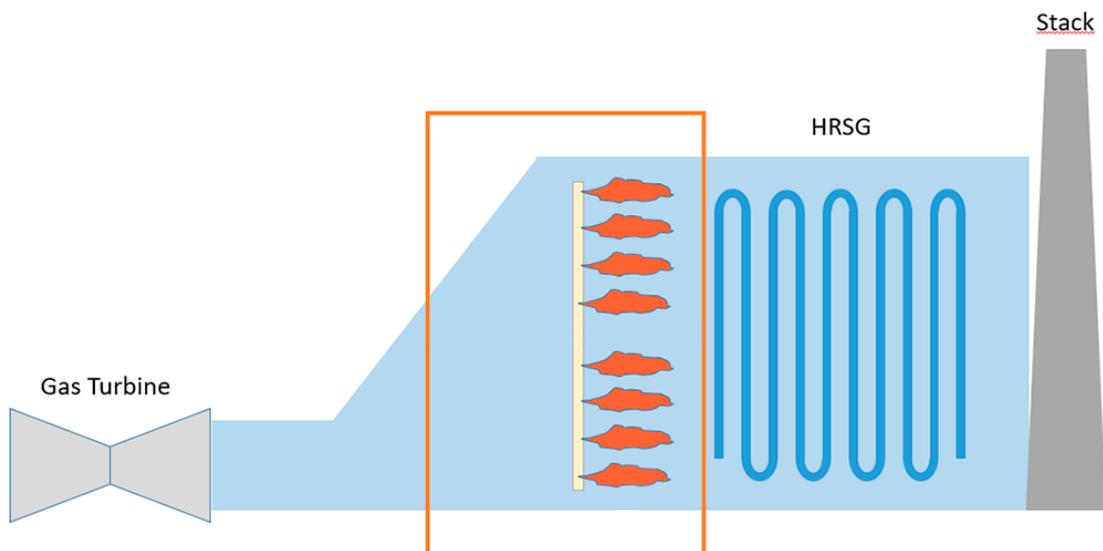


Ilustración 26. Esquema de una caldera de recuperación con quemadores de postcombustión.

8.1.12 CICLO COMBINADO CON VARIOS NIVELES DE PRESION

El hecho de disponer de varios niveles de presión permite mejorar el rendimiento del ciclo global, ya que provoca un mejor acoplamiento entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor, recuperando una mayor cantidad de energía de los gases de escape en la caldera. Asimismo, se podría reducir las pérdidas producidas en la caldera. De esta forma, el rendimiento del conjunto aumenta.

Es obvio que este tipo de modificaciones supone un mayor coste de la instalación que aquellos que tienen un único nivel de presión, dado que tanto el diseño y la construcción de la caldera es mucho más compleja, además de necesitar una mayor cantidad de equipos (véase *Ilustración 27*). En definitiva, cualquier tipo de modificación que suponga un incremento de dificultad tanto en el diseño como en la construcción, supone un mayor coste.

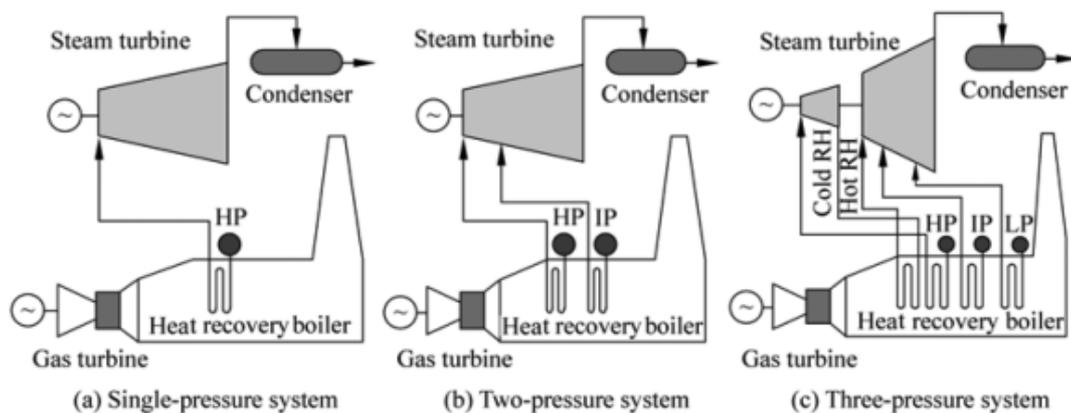


Ilustración 27. Esquema de un ciclo combinado de 1, 2 y 3 niveles de presión.

8.1.13 CICLO COMBINADO CON RECALENTAMIENTO

El ciclo combinado con recalentamiento se asemeja al ciclo de vapor con recalentamiento. Igual que ocurría en el ciclo de vapor, esta modificación soluciona el problema del bajo título del vapor en las últimas etapas de la turbina, la cual impedía el aumento de la presión del vapor a la entrada de la turbina, que en consecuencia, limitaba el rendimiento y la potencia del ciclo de vapor, dado que no permitía trabajar con presiones elevadas en el evaporador. Además, también implica una mejora en el rendimiento global del conjunto del ciclo de gas y vapor.

Para los casos de más de un nivel de presión, la presión del vapor de la turbina de alta presión se expande hasta la presión de la turbina de presión intermedia o baja (según el criterio del diseño), para luego ser mezclado con el vapor de presión intermedia o baja, y ser sometidos a un sobrecalentamiento que eleva la temperatura del vapor a una próxima a la del vapor de la entrada de la turbina de alta presión.

8.2 CONFIGURACIONES

El ciclo combinado proviene de la unión de un ciclo de gas y un ciclo de vapor. Esta combinación puede dar lugar a diferentes configuraciones. Cada una de ellas posee sus ventajas e inconvenientes, por lo que su elección se determina por la conveniencia e idoneidad de la situación. A continuación se dará a conocer algunas de las posibles configuraciones existentes hoy en día.

- **Configuración monoeje** (una turbina de gas con una turbina de vapor que comparten el mismo eje)
- **Configuración multieje 1x1** (una turbina de gas y una de vapor cuyos ejes no están unidas.)
- **Configuración nx1x1** (n grupos de configuraciones monoejes o multiejes independientes entre sí)
- **Configuración 2x1** (dos turbinas de gas de igual potencia acopladas cada una con su generador y con salida de gases a dos

generadores de vapor independientes que alimentan una sola turbina de vapor)

- **Configuración 3x1, 3x2...**

Cabe destacar que la configuración 2x1 es la más optada cuando se desea la construcción de una central de ciclo combinado.

9. SOFTWARE

En este apartado se describirá los diferentes softwares que se han probado para el diseño y dimensionamiento de un ciclo combinado de 400 MW. Se hablará de las ventajas e inconvenientes de cada una de ellas, y por último se dirán los motivos de su elección o descarte.

9.1 GT PRO

GT PRO es un software de la compañía Thermoflow que permite un proceso de diseño automático en el ciclo combinado, o en plantas de cogeneración con turbinas de gas.

Este programa es particularmente eficaz a la hora de crear nuevos diseños y para encontrar configuraciones y parámetros de diseño óptimos. Únicamente requiere de la introducción de los criterios de diseño y de las asunciones en el sistema para que el programa comience a hacer los cálculos de los balances de calor y masa, de los parámetros de actuación del sistema, y las dimensiones de los equipos. Asimismo, la mayoría de los parámetros de entrada son creados de manera automática e inteligente, lo cual permite al usuario seleccionar la que más conveniente le parezca, dotando así de cierta flexibilidad en su uso. Sin duda alguna, este programa es fácil de usar, requiriendo un tiempo relativamente poco para el aprendizaje de su manejo, y para la creación de un nuevo diseño.

Sin embargo, este software es de pago, y dado que la universidad no tiene acceso, ni el estudiante tiene una forma de acceder a ello, se descarta desde un principio.

9.2 MATLAB

Matlab dispone de una librería de propiedades termodinámicas y una opción integrada del programa Simulink, que es un entorno de programación grafica que permite simular, modelar y analizar sistemas como los ciclos combinados, por lo que se considera una herramienta muy potente. Y por ello es una de las herramientas más utilizadas por científicos e ingenieros. Asimismo, la universidad dispone de licencias que permiten el libre acceso al alumnado.

Ahora bien, dada a la gran complejidad que supone y el elevado tiempo que requiere para un adecuado manejo, se descarta su uso.

9.3 CYCLEPAD

CyclePad es un laboratorio virtual articulado, que posibilita la construcción y análisis de una amplia variedad de ciclos termodinámicos, mediante el uso de una interfaz muy intuitiva basada en diagramas de bloques. Permite obtener todos los estados y propiedades de cada uno de los puntos de un ciclo, que son calculados a partir de una serie de parámetros de entrada. Gracias a que es un software gratuito se puede recurrir a ello en el presente proyecto.

No obstante, este software no está capacitado o adaptado para el estudio de ciclos termodinámicos de cierta envergadura. Por ende, también se descarta su uso para el dimensionamiento de la planta de generación eléctrica propuesta.

9.4 CYCLE TEMPO

Es un software desarrollado por la compañía Asimptote que permite el modelaje, análisis y optimización termodinámico de procesos y sistemas relacionados con la transferencia y conversión energética, mediante la construcción de ciclos con bloques de sistemas que vienen siendo: turbinas,

cámaras de combustión, bombas, intercambiadores, desgasificadores, etc. Por ello, es ideal para diseñar y simular centrales térmicas convencionales, centrales de cogeneración, ciclos combinados y sistemas de aporte de calor o frío, entre otras.

La compañía ofrece una versión de prueba de 30 días, sin ningún tipo de restricción aparente. Se inició el aprendizaje del software y se observó que el programa poseía una gran librería de turbinas de gas, además de que facilitaba el diseño de los planos del proceso.

Tras un breve periodo de aprendizaje el estudiante apreció la complejidad a la hora de introducir los parámetros de entrada, por lo que decidió utilizar este software únicamente para crear los planos del ciclo combinado y para extraer algunos datos de interés de las turbinas de gas.

9.5 EES

El software Engineering Equation Solver, o por sus siglas EES, es un programa genérico de resolución de ecuaciones, que permite hallar la solución numérica de miles de ecuaciones algebraicas no lineales y ecuaciones diferenciales. El programa también es capaz de resolver ecuaciones integrales, realizar optimizaciones, disponer de un análisis de incertidumbre, realizar regresiones lineales y no lineales, conversión de unidades, y generar gráficos. Posee una amplia base de datos con gran precisión de las propiedades termodinámicas de una amplia lista de sustancias, que son provistos de manera que son integrados con la capacidad de resolución de ecuaciones.

Dado que durante el curso lectivo el alumnado ha sido instruido en la especialidad técnicas energéticas el manejo del software EES, el estudiante se ve capacitado para usar esta herramienta para modelar y dimensionar una central de generación de ciclo combinado de 400MW. Asimismo, el centro docente dispone de las licencias de dicho programa, por lo que se puede acceder desde el centro de cálculo de la universidad.

Por los motivos mencionados, se ha elegido este software para realizar la ingeniería básica de la central.

10. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

En este apartado se pretende dar a conocer las características principales de la central a estudiar, su diseño o *layout* y los equipos principales propuestos por el alumno. Asimismo, se desea describir y justificar los diferentes puntos. Por otra parte, también se quiere explicar el funcionamiento de dicha central.

Dicha central se ubica en la zona costera de Bizkaia, siendo más concreto se ubica en las inmediaciones de la central nuclear abandonada de Lemóniz. Esta decisión se debe a que tal localización permite un ahorro en los costes de construcción dado que tiene algunas infraestructuras construidas por el proyecto de la central nuclear. Se tendrá acceso a las líneas de alta tensión mediante la subestación de Lemóniz que conecta a líneas de 400kV y 132kV.

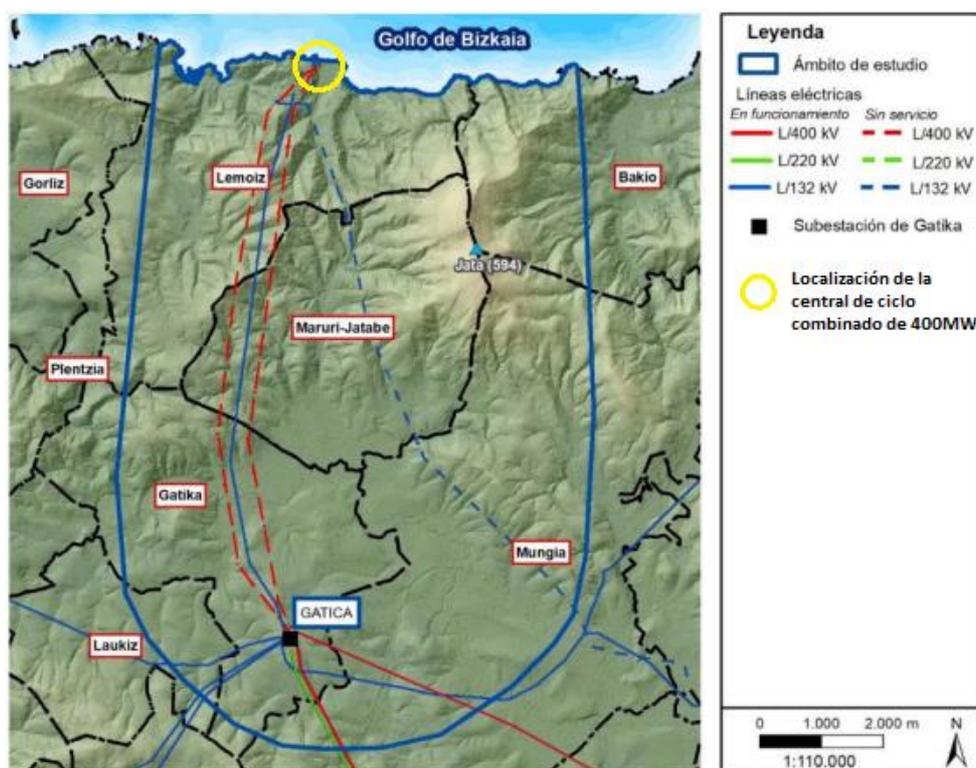


Ilustración 28. Localización de la central de ciclo combinado de 400MW.

Asimismo, se dispondrá de agua marina para el circuito de refrigeración, la cual nos permitirá trabajar en el condensador a presiones muy inferiores a los atmosféricos, 0.04 bares, dado que la temperatura de saturación del agua a esa presión se sitúa en 28,97°C, y la temperatura del agua marina permanece a unos 15°C a lo largo del año.

Se pretende que la planta disponga de generadores síncronos, y haga de central base, de esta manera damos una mayor estabilidad a la red eléctrica y la instalación queda económicamente mucho más rentable. La potencia que se desea generar es de aproximadamente 400MW, la cual puede abastecer 133 000 hogares en horas punta. La central alimentará a la red eléctrica a 400kV dado que se dispone de la línea de alta tensión de la subestación de Lemóniz.

La planta funcionará únicamente con gas natural, por lo que será necesario realizar una obra que comunique la instalación con la estación más próxima.

En cuanto a las dimensiones de terreno necesarias (véase *Ilustración 29*), estas centrales de potencia tienen la ventaja principal de requerir un espacio relativamente bajo (no superior a 16 hectáreas) considerando la elevada potencia que producen. Esto permite una menor inversión en el terreno, por lo que permite su instalación en zonas cuyo precio del terreno es relativamente alto, como por ejemplo lugares próximos a la población. Esto último permite una mayor continuidad en el abastecimiento, además de reducir las pérdidas por el transporte dado que permite situarse cerca del consumidor final.



Ilustración 29. Foto comparativa de una central térmica clásica y de ciclo combinado.

10.1 LAY-OUT

En referencia al diseño, el alumno ha optado por hacer una central de 400 MW consistente en una configuración de un único grupo multieje de 1x1, por lo que únicamente habrá una turbina de gas y una de vapor. Al poseer únicamente una turbina de gas y otra de vapor, en caso de avería o mantenimiento del grupo, o de la turbina de gas, la central no podría abastecer a la red eléctrica, por lo que es una clara desventaja frente a otras configuraciones que disponen de varios grupos o varias turbinas de gas (nx1x1, 2x1, 2x2x1...). A pesar de ello, se ha decantado por esta opción dada a la simplicidad a la hora del diseño y el dimensionamiento.

En segunda instancia, el alumno ha elegido el grupo de turbina de gas que va a ser instalado en su central. Dado que por normal general en los ciclos combinados la turbina de vapor es capaz de generar la mitad de la potencia de la turbina de gas, se estima que la turbina de gas deberá tener una potencia del orden de unos 266.66 MW y la turbina de vapor del orden de unos 137,33 MW, siendo la potencia total generada de unos 400 MW. Por ende, se ha elegido como grupo de turbina de gas, la turbina Mitsubishi 701G1 cuya potencia neta nominal es de unos 271 MW. En cuanto a la turbina de vapor, esta pertenece a la compañía Doosan Skoda Power, cuyo modelo corresponde a DST-S20.

En tercer lugar, se ha decidido utilizar un ciclo de vapor que corresponde a dos niveles de presión, una de alta presión (110 bares) y otra de baja presión (10 bares). La integración de dos presiones en el sistema supone un gran incremento en los costes de inversión, dado que varios equipos del ciclo de vapor se deben duplicar, el diseño e instalación de las tuberías se encarecen y la turbina de vapor empleada es más compleja y costosa. A pesar de un incremento de complejidad y coste, se ha decidido el empleo de dos niveles de presión, puesto que se justifica con una mejora en el acoplamiento entre el ciclo de gas y el ciclo de vapor, recuperando una mayor cantidad de energía de los gases de escape en la caldera, además de reducir las pérdidas producidas en la caldera. Por lo que se traduce en el aumento del rendimiento del conjunto.

Por último, se ha integrado el concepto de recalentamiento en el ciclo de vapor, para que el vapor que entra en la turbina de alta pueda trabajar con

presiones elevadas, y ello no suponga una disminución del título del vapor por debajo del 90% a la salida. Asimismo, el calor que absorbe el ciclo de vapor puede aumentar, que en cuyo caso el rendimiento global del ciclo podría incrementarse. Cabe mencionar, que se desea que el vapor a la entrada de la turbina en ambas etapas sea sobrecalentado.

De la integración de las modificaciones mencionadas, nace el siguiente diseño (véase *Ilustración 30*), que ha sido creado con el software CycleTempo.

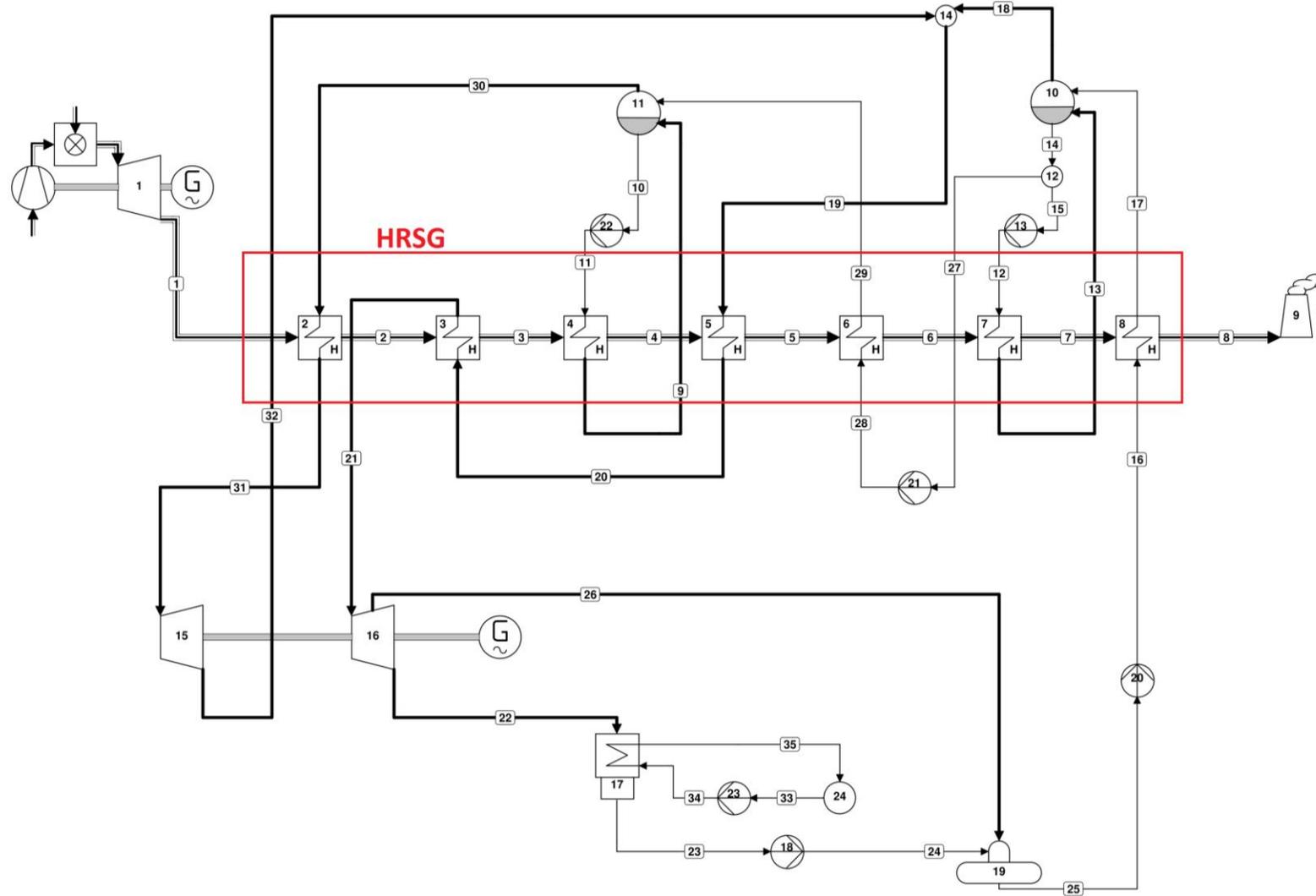


Ilustración 30. Plano del diseño del ciclo combinado.

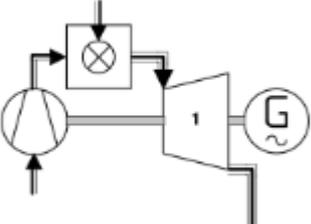
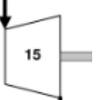
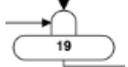
En la *Ilustración 30* hay una serie de números sobre los elementos. Aquellos que se sitúan sobre las líneas corresponden a las tuberías o corrientes, y en ellas el fluido de trabajo no sufre ningún tipo de cambio. En cambio, aquellas que se sitúan sobre los elementos que no se representan como líneas, corresponden a sistemas o equipos en los que el fluido de trabajo sufre algún tipo de cambio, modificando así sus propiedades. Por ello, se puede asimilar que cada una de las tuberías pertenece a un estado termodinámico del ciclo que no cambia a lo largo del ciclo, y que los otros equipos se asimilan a los procesos de transformación de las propiedades del fluido del ciclo termodinámico.

En la *Tabla 1* y en la *Tabla 2* se mostrarán los diferentes significados que tiene la simbología utilizada en el plano de diseño.

Tabla 1. Simbología de las corrientes del plano.

Simbología	Equipo o sistema
	Corriente de los gases de escape
	Corriente de gas natural
	Corriente de aire
	Corriente de agua líquida
	Corriente de vapor de agua
	Eje de la turbina

Tabla 2. Simbología de los elementos que corresponde a los procesos del ciclo.

Simbología	Equipo o sistema
	Grupo de la turbina de gas
	Intercambiador de calor
	Bomba de agua
	Calderín
	Mezclador / Bifurcación / Fuente
	Chimenea de evacuación
	Turbina de vapor
	Generador
	Condensador
	Desgasificador

A continuación se va a proceder a la explicación del ciclo del plano, por lo que se aconseja la consulta de la *Ilustración 30* nuevamente.

El proceso del ciclo comienza en el ciclo Brayton simple, con la toma de aire en el compresor del grupo de la turbina de gas. Este es comprimido de la manera más reversible posible hasta alcanzar la presión deseada y pasa a la cámara de combustión para ser mezclado con el combustible (gas natural), que es inyectado a la misma presión. Tras la mezcla, el gas resultante es quemado, generando así los gases de escape, ello supone que en un caso ideal se trate de un incremento de temperatura a presión constante. Los gases de escape atraviesan una turbina de gas y se expande de la manera más isoentrópica posible, para obtener la máxima potencia posible, hasta la presión del ambiente (la atmosférica). Dado que los gases que salen de la turbina se sitúan alrededor de los 600°C este es llevado a una caldera de recuperación, en la cual atraviesan varios intercambiadores de calor llamados economizador, evaporador y sobrecalentador. De esta manera su calor residual es extraído para su posterior aprovechamiento, y los gases son vertidos a la atmosfera.

La segunda parte del proceso comienza con el precalentamiento del agua en el economizador N°8. En el proceso la corriente de agua capta el calor de la corriente de los gases de escape a presión constante, gracias a la diferencia de temperatura de ambas corriente. El agua pasa a un estado cercano al líquido saturado, y esta alimenta al calderín N°10. En el calderín se haya tanto líquido saturado como vapor saturado, que son separadas. El líquido saturado alimenta a la bomba N°21, y también alimenta a un evaporador que retroalimenta al calderín, en el que transforma el líquido saturado en vapor saturado. El vapor saturado del calderín es llevado a un mezclador de vapor N°14 que se une con la corriente de vapor de la salida de la turbina de alta presión N°15. La bomba de agua N°21 eleva la presión del agua lo más isoentrópica posible hasta la presión de la entrada de la turbina de alta presión, y alimenta el circuito de alta presión. La corriente del circuito de alta presión atraviesa una serie de elementos e intercambiadores a presión constante (economizador, evaporador, sobrecalentador y calderín), tras la cual entra a la turbina de alta presión como vapor sobrecalentado, y se expande en esta lo más isoentrópica posible. El vapor sale de la turbina de alta N°15 como vapor sobrecalentado a la presión de la entrada de la turbina de baja N°16, y es llevado a mezclador N°14. De este mezclador sale un vapor sobrecalentado que atraviesa una serie de sobrecalentadores a presión constante e introduce el vapor

en la turbina de baja, que se expande hasta la presión del condensador, y es llevado a está. De la turbina de baja se realiza una extracción de vapor sobrecalentado que pasa al desgasificador N°19. En el condensador la mezcla de vapor-líquido pasa totalmente a líquido saturado, y tras ello atraviesa la bomba N°18 que eleva su presión hasta la de la extracción de vapor, volviéndose en líquido comprimido, y de este modo pasa a alimentar el desgasificador. En el desgasificador se mezcla el vapor sobrecalentado con el líquido procedente de la bomba N°18, que como resultado se obtiene una desgasificación y elevación de la temperatura del líquido comprimido. Este líquido atraviesa la bomba N°20, que eleva su presión hasta la presión de la entrada de la turbina de baja, y alimenta el economizador N°8, cerrando así el ciclo termodinámico.

10.2 DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES

En este apartado se describirán únicamente los equipos principales de la central. Esto no significa que los elementos que no se mencionen aquí sean prescindibles, ya que sin su contribución no sería posible el correcto funcionamiento ni el control del sistema. La razón principal de que no vayan a ser estudiados es debido a que no hay un interés especial en su estudio para la realización del dimensionamiento termodinámico, además de que está fuera del alcance de este documento.

10.2.1 GRUPO DE TURBINA DE GAS – MITSUBISHI 701G1

El grupo de turbina de gas seleccionada, el modelo 701G1, pertenece a la compañía Mitsubishi Heavy Industries. Este modelo es una versión de 50 Hz de mayor escala del modelo Mitsubishi 501G de 230MW. El diseño de la estructura es similar a la del modelo 701F, la cual consiste en un único eje sujetado por una pareja de cojinetes, cuyo generador está acoplado en el extremo final del compresor. Esta disposición permite una buena integración de la turbina de gas en los ciclos combinados.

El funcionamiento del grupo de turbina de gas se asimila con el ciclo Brayton simple, dado que es la materialización de esta. Asimismo, el grupo se compone principalmente de tres partes integrados de manera compacta: el compresor, el combustor y la turbina.

Se trata de un compresor de flujo axial de 17 etapas, la cual permite un ratio de compresión de 19 (en comparación con 16 para el modelo 701F). Se utilizan múltiples perfiles aerodinámicos de arco circular y perfiles de difusión controlados para lograr un alto índice de flujo y una alta eficiencia. Se realizan tres sangrados en las etapas 6, 11 y 14 para su uso en la refrigeración de ciertas partes del grupo, como por ejemplo, en las paletas de la turbina.

El combustor provee a la turbina con gases de escape de unos 1500°C, con unas emisiones de NOx de 25 ppm o incluso menores, cumpliendo así los límites especificados por la autoridad competente. Esto último implica que se debe controlar cuidadosamente la temperatura del combustor, sin salirse del rango de 1500-1600°C.

En cuanto a la turbina, consta de cuatro etapas, y se emplean perfiles aerodinámicos contorneados tridimensionalmente, cuyo diseño hace que el proceso de expansión sea lo más isoentrópica posible.

Para terminar, cabe decir que este modelo genera una potencia de unos 271 MW, siendo su ratio de calor de unos 9305,63 kJ/kWh, con una relación de compresión de 19, un caudal másico de aire de 629,586 kg/s y una temperatura de los humos a la salida de la turbina de unos 587,778°C. Estos parámetros corresponden al caso que usa el metano (PCI de unos 50006,33 kJ/kg) como combustible.

10.2.2 TURBINA DE VAPOR – DOOSAN SKODA POWER DST-S20

Una turbina de vapor es un dispositivo capaz de extraer energía térmica de un vapor presurizado y transformarlo en energía mecánica que es transmitida a un eje rotatorio. Dado que la turbina genera un movimiento rotario, es particularmente adecuado para impulsar los generadores eléctricos.

Dado que trabajan con vapor, no es recomendable la aparición de agua líquida en su interior, por lo que no se permite la salida de un vapor con un título menor de 0,9. Por ello, en altas presiones suele haber un recalentamiento, con lo cual aumentaría su rendimiento y se evita la aparición de vapor con titularidad baja, que puede causar vibraciones y un desgaste desmesurado de las hojas de la turbina por los consecutivos impactos de las partículas líquidas.

Hoy en día estos dispositivos disponen de múltiples etapas de expansión en la misma turbina, que en consecuencia permiten el acercamiento del proceso a una expansión ideal reversible.

La turbina de vapor seleccionada, modelo DST-S20, pertenece a la compañía Doosan Skoda Power. Esta máquina se secciona en dos partes, una para la alta presión y otra para la baja presión, de esta manera se puede introducir dos flujos independientes de diferentes presiones, permitiéndonos hacer un recalentamiento o la aplicación de dos niveles de presión. La temperatura y presión máxima que admite en la entrada de alta es de 600°C y 260 bares. Su rango de velocidades se sitúa entre los 3000 y 3600 rpm. Además, este modelo dispone de potencias que se sitúan desde los 100 MW hasta los 700MW.

10.2.3 CALDERA DE RECUPERACIÓN

La caldera de recuperación o HRSG, es el conjunto que engloba la unión del ciclo de gas con la del ciclo de vapor, y su finalidad es la de generar vapor. Se trata de una serie de elementos, principalmente una serie de intercambiadores de calor (economizador, evaporador y sobrecalentador), envuelto por una carcasa tubular. Esta carcasa tiene el objetivo de que no haya transferencia de calor hacia el exterior, minimizando de esta manera las pérdidas de calor.

Este equipo es uno de los condicionantes en cuanto a la eficiencia de la planta, dado que un diseño defectuoso implicaría un mal aprovechamiento del calor residual de los humos de escape.

Cabe destacar que a la entrada de la caldera de recuperación se debe instalar una compuerta que permita realizar un bypass, desviando de esta manera los humos de escape, y vertiendo los gases directamente a la atmósfera. Esto es necesario cuando se desea emplear únicamente la turbina de gas, o cuando los dispositivos del ciclo de vapor se hayan averiados o en mantenimiento.

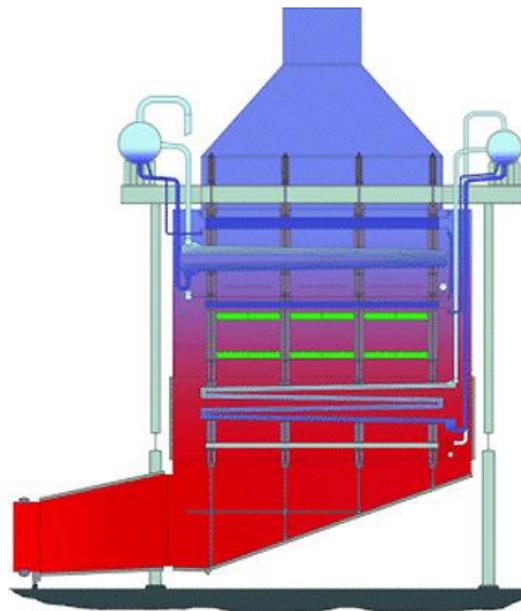


Ilustración 31. Caldera de recuperación vertical.

10.2.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Un intercambiador de calor es un dispositivo cuya finalidad es la de transferir el calor entre dos o más cuerpos o corrientes fluidos. Los fluidos pueden estar separados por una pared, que evita la mezcla y el contacto directo entre las corrientes.

Los principales intercambiadores de calor de la planta son aquellos que se encuentran dentro de la caldera de recuperación, siendo estos el economizador, el evaporador y el sobrecalentador.

El economizador es un dispositivo mecánico que pretende aumentar el aprovechamiento de la energía disponible de los gases de escape. Calienta un fluido, normalmente agua, hasta llegar a un punto cercano a la saturación del líquido, por lo que no ocurre ningún tipo de cambio de estado. Esto supone, la posibilidad del aprovechamiento de calor de una corriente caliente que no tiene suficiente entalpía para usarse en el evaporador. En consecuencia, la recuperación de calor de los gases de escape es mayor, derivando a que la eficiencia de la caldera de recuperación aumenta. Esto tiene un especial interés para su aplicación en los ciclos combinados, dado que permite extraer el máximo calor posible de los gases de escape.

El evaporador es el elemento usado en el proceso de la transformación del líquido a vapor. Este dispositivo se sitúa normalmente tras el economizador, y es alimentado a través de un calderín, en el que se haya tanto vapor saturado como líquido saturado. Al evaporador únicamente le llega el líquido saturado, y éste es calentado y transformado en vapor saturado, que posteriormente vuelve al calderín.

Del calderín sale vapor saturado y abastece con ello el sobrecalentador. Este último dispositivo calienta el vapor saturado y lo transforma en vapor sobrecalentado. Tras haber pasado el vapor por este intercambiador, este pasa a ser usado en las turbinas de vapor para la generación eléctrica, máquinas de vapor y en procesos.

10.2.5 BOMBA HIDRAULICA

La bomba hidráulica, comúnmente conocido como bomba de agua, es una máquina que es capaz de mover un fluido líquido o viscoso, mediante una acción mecánica.

Para realizar su trabajo estas deben de consumir una energía mecánica, que puede venir tanto de un motor eléctrico como de un motor de diésel, u otros dispositivos que sean capaces de generar energía en forma de movimiento rotatorio, siendo más común el empleo del motor eléctrico.

En la planta se distinguen principalmente dos tipos de bombas, una destinada tanto para la elevación de la presión (véase en la *Ilustración 30* los dispositivos N°18, N°20 y N°21) como para la impulsión del fluido, y otra destinada únicamente para impulsar el fluido (véase en la *Ilustración 30* los dispositivos N°13, N°22 y N°23). Tanto en unas como en las otras deben elevar la presión a un valor mayor a la que requiere el sistema, dado que con ello debe afrontar las pérdidas de carga que ocurren a lo largo de las tuberías. Cabe decir que las bombas pertenecientes al primer grupo son generalmente bombas multietapa, ya que conseguir una gran elevación de presión con un buen rendimiento en una sola etapa es complicado.

10.2.6 CALDERÍN

El calderín es el dispositivo que une el economizador con el evaporador y el sobrecalentador. En él se haya tanto el líquido saturado como el vapor saturado, y separa ambos fluidos como si de un separador flash se tratara. Recibe el líquido saturado del economizador y lo transmite tanto al evaporador como al circuito de nivel de presión superior. Del evaporador recibe el vapor saturado, que a continuación es llevado al sobrecalentador.

10.2.7 CONDENSADOR

El condensador es el dispositivo que convierte el vapor en líquido saturado, mediante la transferencia de calor del fluido de trabajo a la corriente de refrigeración, y por ello también se puede considerar como un intercambiador de calor. Este elemento tiene como objetivo verter al exterior del ciclo Rankine el calor residual (no aprovechable) del fluido de trabajo. Una vez evacuado esta energía se obtiene la fase líquida que es imprescindible si se desea pasar por una bomba y elevar su presión, y de esta manera cerrar el ciclo termodinámico de vapor.

Cabe decir que el condensador a emplear usa agua marina como fluido refrigerante y la cantidad necesaria será del orden de toneladas, dado que se ha establecido que la temperatura del agua marina que se vierte de vuelta no debe ser superior de 6°C respecto a la toma del agua marina. El empleo de agua marina se debe principalmente a que se mantiene a una temperatura estable a lo largo del año, y además, permite que a la salida de la turbina la presión sea significativamente menor, aumentando así el rendimiento del ciclo de vapor.

10.2.8 DESGASIFICADOR

Como la presión tras la salida de la turbina es menor que la atmosférica puede haber una entrada de aire del exterior, dado que el circuito no es perfecto. Este aire se disuelve en el agua y puede contribuir a corroer las zonas críticas del sistema, por esto se debe extraer del sistema. Al introducir un desgasificador se soluciona el problema.

Un desgasificador es un precalentador abierto de agua condensada. Coge una pequeña parte de vapor, de la turbina, con alta entalpía y se introduce en un tanque semilleno en la cual pasa el agua condensada. Esta se calienta debido a las altas temperaturas del vapor, pero no llega a cambiar de fase. En consecuencia al calentamiento, la temperatura de esta se eleva y la solubilidad de los gases en el

agua disminuye, por lo que los componentes gaseosos provenientes de la atmosfera saldrán del agua y se podrá extraer mediante una bomba al exterior.

A pesar de que el desgasificador mejore el rendimiento del ciclo de vapor, empeora el rendimiento global, dado que el incremento de temperatura del agua a la entrada del economizador supone un peor aprovechamiento del calor residual de los humos de escape. Aun así este elemento es vital porque permite la extracción de los gases disueltos en el agua, lo cual impide un rápido deterioro de los equipos y elementos del sistema.

10.2.9 CHIMENEA

Los humos de escape una vez atravesado todos los economizadores se evacuan a través de una chimenea a la atmósfera. La evacuación será posible siempre que la presión y la temperatura de los humos sean algo mayor a la del ambiente.

Como es un foco local de constante emisión de CO₂ y otros elementos gaseosos que contribuyen al calentamiento global, se deberá intentar favorecer su dispersión en la atmosfera para reducir el impacto ambiental (sobre todo localmente) en la medida posible. Ello supone elevar la altura de la chimenea a la altura máxima permisible, lo que encarecería la obra. Por lo tanto se debe tener adecuadamente balanceado el coste con la altura. Esta altura también tiene en cuenta la propagación del penacho a lo largo de su transcurso, por lo que se intenta evitar cualquier tipo de inversión térmica que obstaculice una adecuada dispersión en la atmosfera, de la mejor manera posible.

Este elemento está repleto de sensores tanto físicos como químicos, que tratan de medir la cantidad de contaminantes que se vierten al aire, además aseguran de que no superara el límite establecido por la legislación competente. Suelen estar duplicados (los sensores), uno a disposición del órgano público y otro a disposición de la sala de control de la planta.

10.2.10 DOSIFICADOR DE AMONIACO

Este equipo se ocupará de la dosificación del amoniaco, que será inyectado en los gases tras la combustión. Esta acción eliminara la mayor parte de NOx de los gases, lo cual nos permitirá producir unos gases de combustión de menor impacto ambiental.

10.2.11 SISTEMA DE TUBERÍAS DE AGUA

Es el entramado circuito de tuberías que consiste el sistema, encargada de transportar el fluido de trabajo, y de cerrar el ciclo. No es homogénea a lo largo del ciclo, dado que en cada parte del sistema serán necesarios diseños diferentes, dado que están sometidas condiciones diferentes, por ello serán construidos de materiales y diámetros diferentes dependiendo de a que parte del sistema pertenecen.

10.2.12 SISTEMAS DE CONTROL

Toda planta debe disponer de un complejo sistema de control y su pertinente sala de control. Es vital para la automatización de la planta, y para asegurar su continuidad y seguridad de funcionamiento. Estos sistemas incluirán de un entramado sistema de sensores y accionadores, todos conectados de alguna manera a la sala de control, asegurando una detección y maniobra inmediata de cualquier evento inesperado.

10.2.13 GENERADOR ELECTRICO

Un generador eléctrico es un dispositivo que transforma la energía mecánica rotacional en energía eléctrica. En dicha central se localizan dos generadores ubicados en la turbina de gas y en la turbina de vapor, cada uno acoplado al eje de cada turbina, siendo la primera capaz de producir hasta 271 MW eléctricos, y la segunda hasta 130 MW. Cabe decir que estos generadores eléctricos serán síncronos, dado que se ha decidido anteriormente, por lo que es necesario tener acceso a la corriente continua para alimentar el inductor (rotor) del generador.

10.2.14 TRANSFORMADOR DE POTENCIA

El transformador de potencia es un elemento estático que tiene la funcionalidad de elevar o disminuir la tensión de la energía eléctrica producida, para que sea igual a la de la red de distribución. Si no se igualaran las tensiones se produciría un cortocircuito que causaría grandes daños.

Esto se logra mediante la transmisión de energía eléctrica entre dos o más circuitos a través de la inducción electromagnética (véase *Ilustración 32*). Una corriente variable en una bobina del transformador produce un campo magnético variable, que a su vez induce una fuerza electromotriz (fem) o voltaje en una segunda bobina. Se cumple que la potencia eléctrica en ambas bobinas es la misma.

En el caso de dicha planta, se dispondrá de una serie de transformadores de 400 MW de potencia que elevarán la tensión de la salida de los generadores a la tensión de la red vertiente (400kV).

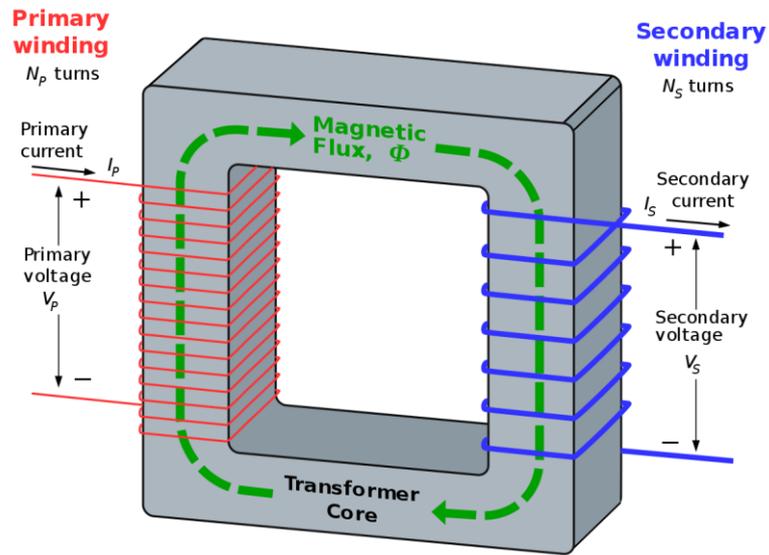


Ilustración 32. Esquema de un transformador de potencia.

11. DIMENSIONAMIENTO

Para realizar el dimensionamiento de la central y agilizar el proceso del cálculo se ha propuesto las siguientes hipótesis y simplificaciones:

- Cada componente del ciclo se analiza en estado estacionario.
- El sistema completo se considera estacionario, y no se consideran ni los arranques y ni las paradas.
- No hay transferencia de calor entre los componentes y el ambiente.
- Los procesos que realiza el fluido de trabajo a su paso por turbinas y bombas tienen un rendimiento isoentrópico.
- Los procesos que realiza el fluido de trabajo a su paso por el generador de vapor, recalentador y condensador son internamente reversibles.
- Los efectos de las energías cinética y potencial son despreciables.
- A lo largo de las tuberías no hay ni transferencia de calor, ni pérdidas de carga, ni cambio de estado del fluido de trabajo.
- No se producen pérdidas de carga ni transferencia de calor hacia el exterior del sistema de la caldera de recuperación.
- El agua en estado líquido su comportamiento se aproxima al comportamiento de un fluido incompresible.

En cuanto a las ecuaciones utilizadas son las siguientes (considérese i inlet, e exit, y s isoentrópico):

- Balance de masa:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

- Balance de energía:

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2)$$

- Ecuación del rendimiento isoentrópico de la turbina:

$$\eta_{isoentropico} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_{es}} \quad (3)$$

- Ecuación del rendimiento isoentrópico de la bomba:

$$\eta_{isoentropico} = \frac{h_{es} - h_i}{h_e - h_i} \quad (4)$$

- Ecuación de un fluido incompresible:

$$h_e = h_i + v_i(p_e - p_i) \quad (5)$$

- Rendimiento del ciclo:

$$\eta = \frac{W_e}{Q_i} \quad (6)$$

Con estas consideraciones presentes se ha procedido a su programación y modelaje del diseño de la *Ilustración 30* en el software EES, correspondiendo cada uno de los estados del ciclo a cada una de las tuberías del plano.

11.1 PARAMETROS DE ENTRADA

Los parámetros de entrada utilizados en el dimensionamiento de la planta en el software EES aparecen en las siguientes tablas:

Tabla 3. Parámetros de la turbina de gas Mitsubishi 701G1.

Parámetro	Valor numérico	Unidades
Potencia	271 000	kW
Ratio de calor	9 305,63	kJ/kWh
Ratio de compresión	19	[-]
Caudal de aire	629,586	kg/s
Tª de humos (Tube. Nº1)	587,778	°C
PCI del combustible	50 006,33	kJ/kg

Tabla 4. Estados del ciclo termodinámico predefinidos.

Parámetro	Valor numérico	Unidades
Tª tubería Nº31	550	°C
P. tubería Nº31	110	bar
P. tubería Nº21	10	bar
P. tubería Nº22	0,04	bar
Tubería Nº23	Líquido saturado	[-]
P. tubería Nº24	3	bar
Tª tubería Nº25	105	°C
P. tubería Nº26	3	bar
P. tubería Nº16	10	bar
Tubería Nº17	Líquido saturado	[-]
Tubería Nº18	Vapor saturado	[-]
Tubería Nº12	Líquido saturado	[-]
Tubería Nº13	Vapor saturado	[-]
Tubería Nº27	Líquido saturado	[-]
P. tubería Nº28	110	bar
Tubería Nº29	Líquido saturado	[-]
Tubería Nº30	Vapor saturado	[-]
Tubería Nº11	Líquido saturado	[-]
Tubería Nº9	Vapor saturado	[-]
Tª tubería Nº34	15	°C
Tª tubería Nº35	21	°C
P. tubería Nº1	1,013	bar

Tabla 5. Rendimientos isoentrópicos.

Parámetro	Valor numérico	Unidades
η_s turbina Nº15	0,85	[-]
η_s turbina Nº16	0,85	[-]
η_s bomba Nº18	0,85	[-]
η_s bomba Nº20	0,85	[-]
η_s bomba Nº21	0,85	[-]

Cabe decir que los parámetros de la turbina de gas han sido extraídos de la librería que dispone el software CycleTempo. En cuanto a los demás valores y estados predeterminados corresponden a los más utilizados en el diseño de las centrales térmicas, dado que son valores óptimos, y permiten un diseño eficiente de la planta.

11.2 RESULTADOS

Tras introducir los parámetros de entrada en el modelo realizado en el software EES se ha procedido a la resolución del problema. El programa ha hallado todos los estados del ciclo termodinámico (véase *ANEXO I*) y ha calculado los parámetros de interés (véase *Tabla 6*).

A continuación se ha procedido a representar los estados termodinámicos del ciclo de vapor en un diagrama T-s (véase *Ilustración 33*).

Tabla 6. Parámetros de salida en el dimensionamiento de la central de ciclo combinado.

Parámetros de salida	Valor	Unidades
Efc_ciclo	54,52	[%]
Efc_gas	38,69	[%]
Efc_rankine	37,07	[%]
m_w	95	[kg/s]
m_wmar	7502	[kg/s]
m_wr10	28,5	[kg/s]
m_wr11	66,5	[kg/s]
Pot_15	37242	[kW]
Pot_16	74676	[kW]
Pot_bomba18	29,47	[kW]
Pot_bomba20	81,92	[kW]
Pot_bomba21	879,3	[kW]
Pot_netacy	381,9	[MW]
Pot_turbinas_vapor	111918	[kW]
T_gas_escape	140	[°C]
x - fracción del caudal en el circuito de alta presión	0,7	[-]
y - fracción de extracción de vapor en la turbina de baja	0,1128	[-]
Título de la tubería N°22	0,9187	[-]
Título de la tubería N°32	1	[-]
Título de la tubería N°26	1	[-]

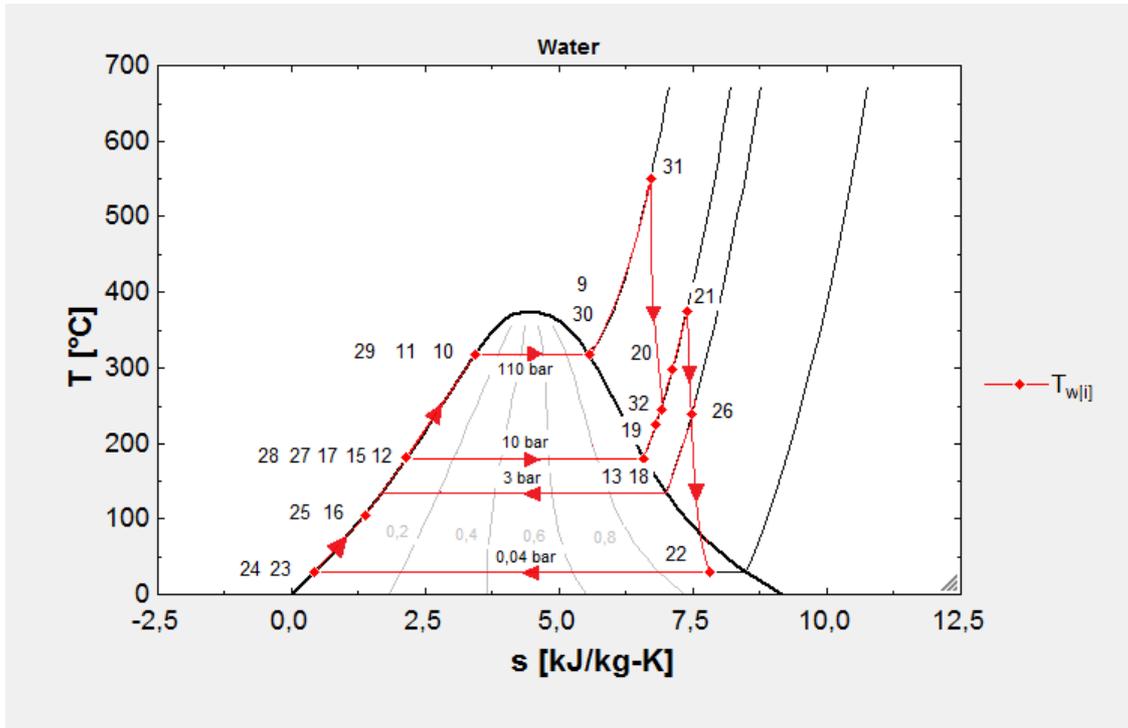


Ilustración 33. Diagrama T-s del ciclo de vapor de la central de ciclo combinado.

En la *Tabla 6* se observa que la temperatura de los gases a la salida de la caldera de recuperación es de 140°C, lo cual es una temperatura adecuada. Esta temperatura no debe descender nunca de los 110°C, dado que a 100°C el agua contenida en el aire puede condensar, y ello supone unos daños irreversibles en los equipos, como la corrosión de esta.

El uso del desgasificador supone que el rendimiento del conjunto disminuya un 0,5%, aunque suponga el aumento del rendimiento del ciclo del vapor. Esto se debe a que la inclusión del desgasificador aumenta la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la caldera de recuperación, por lo que el fluido requiere una menor cantidad de calor para llegar al estado requerido a la entrada de la turbina, aumentando así el rendimiento del ciclo de vapor. Al mismo tiempo, la temperatura de los humos a la salida de la caldera aumenta, siendo este un claro indicio de un menor aprovechamiento del calor residual de los humos. Dado que

esto último tiene un mayor impacto en el rendimiento del conjunto combinado, la inclusión del desgasificador empeora la eficiencia de la planta. A pesar de ello es inviable la retirada de este equipo, puesto que permite la extracción de los gases disueltos en el agua.

Con respecto a los demás parámetros han dado unos valores que se sitúan dentro del rango de lo previsible, siendo estos acordes con los del mercado. Conforme con lo anterior, la potencia neta de la central es de unos 381,9 MWe y el rendimiento del conjunto de unos 54,52%.

12. ESTUDIO DE ECONOMÍA

A continuación se hará un estudio económico basado principalmente en un artículo llamado *“Economics and Performance Forecast of Gas Turbine Combined Cycle”* de 2004 perteneciente a la universidad de *Tsinghua Science And Technology*. A pesar de que este artículo es de carácter regional, y situado en un ambiente económico chino, el orden y la tendencia de los valores no difieren tanto del marco global, por lo que se podrá extrapolar algunos parámetros de interés referidos a la economía. Asimismo, también se utilizará algunos datos proporcionados por la empresa pública *EIA (U.S. Energy Information Administration)*.

Los datos de partida extrapolados son los siguientes:

- La obra del proyecto es de 1 año.
- Los proyectos de ciclo combinado de carácter *“central base”* tienen una duración promedia de unos 20 años, siendo el tiempo de operación anual de 8100 horas.
- Los costes fijos de operación y mantenimiento ascienden a 20\$ anuales (Estado Unidenses) por kW neto de capacidad de la central.
- Los costes variables de operación y mantenimiento en cambio se sitúan en 0,002\$/kWh.
- El porcentaje de la deuda de la inversión total es del 70%, con una duración de 15 años. El interés de la deuda es de unos 9%. Y la tasa de impuesto general es de 35%.
- Las tasas constantes de inflación con el combustible y los precios de la electricidad suponen un incremento de los precios de 2% anuales.
- El precio de la electricidad en el comienzo del proyecto se sitúa en 0,04 \$/kWh, y el precio del combustible es de 2,85 \$/GJ (respecto al PCI).
- La inversión total necesaria es de 1110\$ por kW de capacidad de la central.

A partir de dichos datos se ha procedido al cálculo de los flujos de caja, del payback, del valor neto actualizado y de la tasa interna de retorno (véase *Tabla 7* y *Tabla 8*).

Tabla 7. Datos de partida para el estudio económico.

DATOS		
Vida útil del proyecto	20	años
Inversión Total	444.000.000	\$
Inversión Propietario	133.200.000	\$
Deuda	310.800.000	\$
Potencia	381.900	kW
Horas anuales	8.100	horas
Energía anual	3.093.390.000	kWh
Tasa de descuento	11	%
Impuestos	35	%
Interés deuda	9	%
Años deuda	15	años
Coste fijo	20	\$/kW
Coste variable	0,002	\$/kWh
Inflación	2	%
Incremento de precios del combustible y la luz	2	%
Precio Luz	0,04	\$/kWh
Precio combustible	2,85	\$/GJ

Tabla 8. Resultados principales del estudio económico.

Resultados		
Beneficios totales	439.435.011,53	\$
Payback	7	años
VAN	51.739.479,38	\$
TIR	16	%

En caso de que se desee estudiar los flujos de caja en detalle acudir al *ANEXO II*.

13. PLANIFICACIÓN

A continuación se presenta la descripción de tareas que se han llevado a cabo para la realización del TFG. El trabajo consta de cuatro fases: una primera fase de iniciación, y otras tres que suponen el diseño, dimensionamiento y el estudio de resultados.

13.1 PAQUETES DE TRABAJO

PT1: Análisis previo

En esta primera parte se realiza un estado del arte del concepto de la turbina de gas y el ciclo combinado mediante la búsqueda de información en diferentes fuentes. Esta parte a su vez se divide en 3 tareas:

Tarea 1.1: Estudio de las turbinas de gas

Se obtendrá información necesaria sobre las turbinas de gas: configuraciones, modificaciones, diseño, funcionamiento...

Duración: 13 días donde se invierten 40 horas

Tarea 1.2: Estudio de los ciclos combinados

Se obtendrá información necesaria sobre los ciclos combinados: configuraciones, modificaciones, diseño, funcionamiento...

Duración: 11 días donde se invierten 20 horas

Tarea 1.3: Selección del software

Se seleccionará varios softwares para el diseño y el dimensionamiento de la planta, y se escogerá la más conveniente.

Duración: 7 días donde se invierten 25 horas

Duración total: 31 días

PT2: Diseño de la planta

En esta segunda fase se plantea y se realiza el diseño del ciclo combinado de dicha central. Además se predefinirán los parámetros de entrada para su posterior dimensionamiento.

Tarea 2.1: Diseño de la configuración del ciclo combinado

En esta primera tarea se realiza el diseño del esquema del ciclo combinado, indicando así todas las modificaciones aplicadas y los equipos a emplear en la central.

Duración: 6 días donde se invierten 10 horas

Tarea 2.2: Selección de los parámetros de entrada

Hecho el diseño del ciclo, se procede a la predefinición de algunos parámetros y la selección de la turbina de gas.

Duración: 5 días donde se invierten 8 horas

Duración total: 11 días

PT3: Programación del diseño

En esta tercera fase se realiza el modelaje y la programación del diseño en el software.

Tarea 3.1: Selección de las hipótesis a aplicar

En esta primera tarea, se selecciona todas las simplificaciones e hipótesis a aplicar para su posterior modelación del diseño.

Duración: 3 días donde se invierten 5 horas

Tarea 3.2: Programación del modelo del diseño

Tras decidir las simplificaciones e hipótesis a aplicar, se procede a la programación del modelo en el software.

Duración: 12 días donde se invierten 20 horas

Duración total: 15 días

PT4: Dimensionamiento

Por último, en esta última fase se realiza el dimensionamiento de la central a través del software.

Tarea 4.1: Introducción de los parámetros predefinidos

En esta tarea se procede a la introducción de todos los parámetros que se han definido en la *Tarea 2.2*.

Duración: 2 días donde se invierten 3 horas

Tarea 4.2: Iteración y ejecución del programa

A pesar de haber introducido los parámetros predefinidos, no están todos los parámetros de entrada definidos, por lo que se halla varios de ellos mediante la iteración, y mediante el ensayo y error. De esta manera se obtienen todos los parámetros y resultados restantes. Asimismo, se comprueba la coherencia de estos.

Duración: 11 días donde se invierten 25 horas

Tarea 4.3: Estudio de la economía

Tras haber dimensionado la central, se procede al estudio de la economía de la central.

Duración: 1 día donde se invierten 6 horas

Tarea 4.4: Análisis de resultados

Conseguido el resultado requerido, se extraen las conclusiones pertinentes.

Duración: 7 días donde se invierten 21 horas

Duración total: 21 días

13.2 DURACIÓN TOTAL

La duración total del proyecto es de 78 días.

	Duración
Actual	78d

Ilustración 34. Duración del proyecto.

13.3 HITOS

Tabla 9. Hitos del proyecto.

ID	Concepto	Fecha del hito (mm/dd/yyyy)
H.1.4	Estado del arte	3/15/18
H.2.3	Aprobación del diseño	3/30/18
H.3.3	Programación correcta	4/20/18
H.4.5	Aprobación de la documentación	6/25/18

13.4 CALENDARIO

El calendario utilizado para realizar este proyecto coincide con el estándar proporcionado por el programa *MS Project*, donde se ha introducido una fecha coincidente con los exámenes cuatrimestrales de la universidad donde no se va a realizar el TFG.

Excepciones		Semanas laborales	
	Nombre	Comienzo	Fin
1	Exámenes segundo cuatrimestre	5/2/2018	6/5/2018

Ilustración 35. Tramo de fecha no laborable.

13.5 TABLA DE TAREAS

Te: ▾	i	Modo de ▾	Nombre de tarea ▾	Duración ▾	Comienzo ▾	Fin ▾
P.T.1		→	▾ Análisis previo	31 días	jue 2/1/18	jue 3/15/18
T.1.1		→	Estudio de las turbinas de gas	13 días	jue 2/1/18	lun 2/19/18
T.1.2		→	Estudio de los ciclos combinados	11 días	mar 2/20/18	mar 3/6/18
T.1.3		→	Selección del software	7 días	mié 3/7/18	jue 3/15/18
H.1.4		→	Estado del arte	0 días	jue 3/15/18	jue 3/15/18
P.T.2		→	▾ Diseño de la planta	11 días	vie 3/16/18	vie 3/30/18
T.2.1		→	Diseño de la configuración del ciclo combinado	6 días	vie 3/16/18	vie 3/23/18
T.2.2		→	Selección de los parámetros de entrada	5 días	lun 3/26/18	vie 3/30/18
H.2.3		→	Aprobación del diseño	0 días	vie 3/30/18	vie 3/30/18
P.T.3		→	▾ Programación del diseño	15 días	lun 4/2/18	vie 4/20/18
T.3.1		→	Selección de las hipótesis a aplicar	3 días	lun 4/2/18	mié 4/4/18
T.3.2		→	Programación del modelo del diseño	12 días	jue 4/5/18	vie 4/20/18
H.3.3		→	Programación correcta	0 días	vie 4/20/18	vie 4/20/18
P.T.4		→	▾ Dimensionamiento	21 días	lun 4/23/18	lun 6/25/18
T.4.1		→	Introducción de los parámetros predefinidos	2 días	lun 4/23/18	mar 4/24/18
T.4.2		→	Iteración y ejecución del programa	11 días	mié 4/25/18	mié 6/13/18
T.4.3		→	Estudio de la economía	1 día	jue 6/14/18	jue 6/14/18
T.4.4		→	Análisis de resultados	7 días	vie 6/15/18	lun 6/25/18
H.4.5		→	Aprobación de la documentación	0 días	lun 6/25/18	lun 6/25/18

Ilustración 36. Tabla de tareas e hitos extraídos del MS Project.

13.6 DIAGRAMA DE GANNT

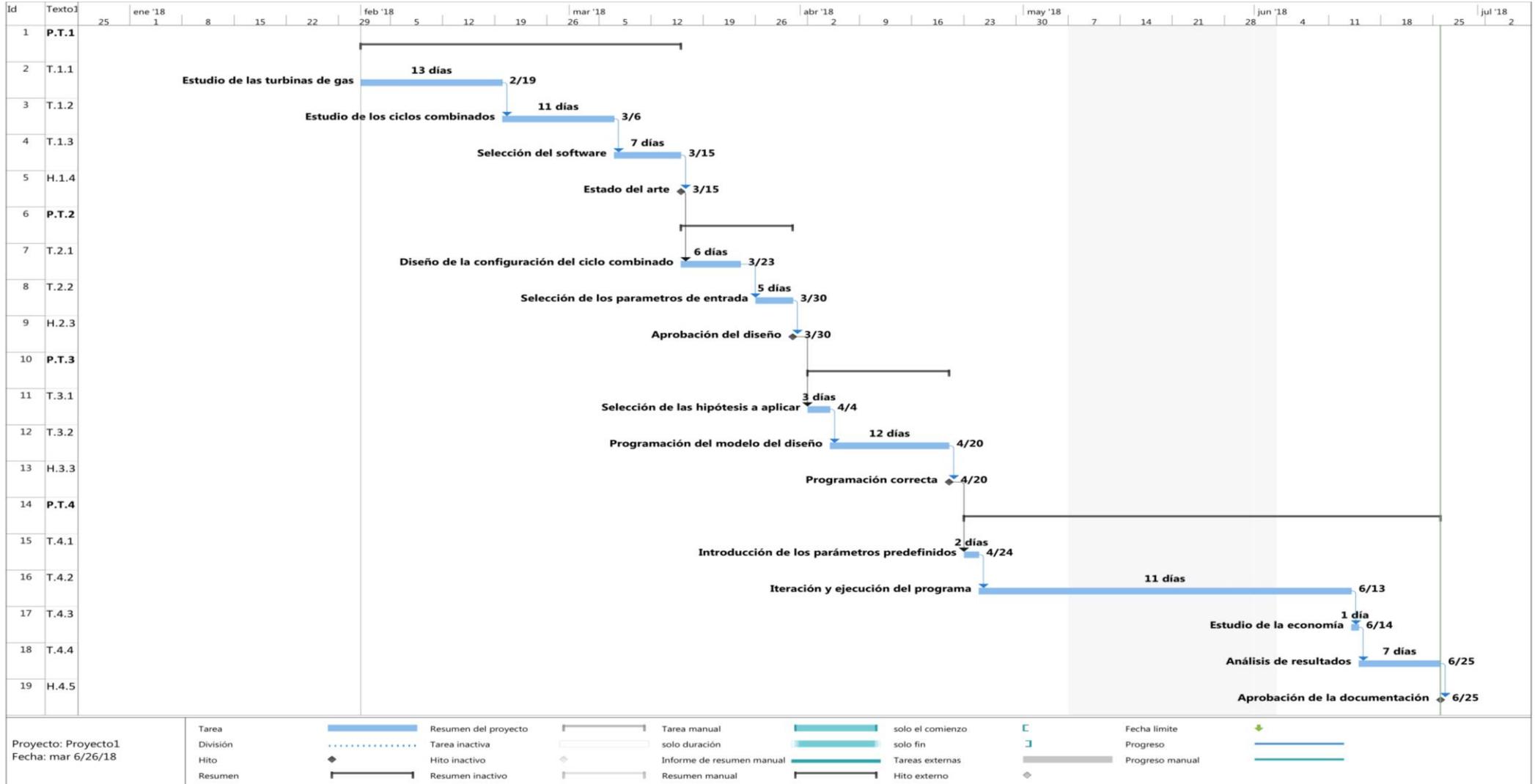


Ilustración 37. Diagrama de Gantt.

14. PRESUPUESTO

En este apartado se realiza una breve exposición del presupuesto necesario para la materialización de este TFG, asimismo se procede a realizar un desglose del mismo definiendo así cada partida, los conceptos que lo componen y su correspondiente coste.

14.1 HORAS INTERNAS

En esta partida se incluyen las horas de trabajo realizadas por el equipo que compone en el proyecto. En este caso, el equipo está constituido por un Ingeniero Superior y un Ingeniero Graduado.

Tabla 10. Partida de horas internas.

Horas internas			
Concepto	Horas	€/hora	Coste total (€)
Ingeniero superior	15	80,00	1 200,00
Ingeniero graduado	183	40,00	7 320,00
Subtotal horas internas			8 520,00 €

14.2 AMORTIZACIONES

En esta partida se expone el coste de amortización de los elementos utilizados en el desarrollo del TFG. Para poder proceder a ello se relaciona el uso de cada elemento en relación a las horas que han sido utilizadas, con las que se estima que componen su vida útil.

Tabla 11. Partida de amortizaciones.

Amortizaciones				
Concepto	Coste (€)	Vida útil	Horas de uso	Coste total (€)
Licencia EES	1 300,00	1 800 horas	80	57,77
Licencia Word	70,00	1 800 horas	90	3,50
Licencia Excel	70,00	1 800 horas	10	0,39
Licencia Project	200,00	1 800 horas	4	0,44
Ordenador	1 500,00	3 años	180	50,00
Subtotal amortizaciones				112,10€

14.3 COSTE TOTAL

Una vez calculadas todas las correspondientes partidas, se procede a calcular el coste total del proyecto.

Tabla 12. Presupuesto total.

Resumen	
Horas internas	8 520,00€
Amortizaciones	112,10€
Subtotal 1	8 632,1€
Costes indirectos (10%)	863,21€
Coste total	9 495,31€

15. CONCLUSIONES

En este apartado se presentan las conclusiones principales del TFG.

La creciente demanda energética y el calentamiento global son un problema inminente para la sociedad. Además, es obvio que todavía no es posible prescindir de los combustibles fósiles. Es por ello que es necesario recurrir a las centrales de CC, dado que sus emisiones son relativamente bajas considerando la potencia eléctrica que genera. Esto último se debe al gran rendimiento que poseen estos sistemas, de hasta un 60%.

Con este proyecto se consigue realizar un estado del arte que permite conocer todos los conceptos necesarios para entender que son los CC, y cómo funcionan. Además se propone un diseño eficiente, propio del autor, y se realiza una modelación de esta en el EES para hallar los parámetros pertinentes. Como resultado, se ha conseguido diseñar y dimensionar una central capaz de generar 381,9 MWe con un rendimiento del conjunto de 54,52%.

Por último, se ha demostrado la rentabilidad y liquidez que supone la inversión en este tipo de instalaciones. Ya que se demuestra como una central de ciclo combinado de 400 MW de potencia, que requiere de una inversión total de 444 millones de dólares estadounidenses, que es financiado con un préstamo bancario del 70% (311 millones de dólares) y un 30% (133 millones de dólares) por parte del propietario, genera unos beneficios netos de casi 440 millones de dólares para el propietario a lo largo de la vida útil de la central. Asimismo se puede observar el corto payback que supone (7 años).

16. BIBLIOGRAFIA

- [1] Claire Soares. (1998). “*Gas Turbines in Simple Cycle & Combined Cycle Applications*”. En “*Gas Turbines: A Handbook of Land, Sea and Air Applications*”. Butterworth Heinemann.
- [2] Departamento de Máquinas y Motores Térmicos. (2017-2018). “*Material Docente de Ingeniería Térmica*”. Bilbao: Escuela de Ingeniería de Bilbao.
- [3] Zhang Xiaotao, Sugishita Hideaki, Ni Weidou, Li Zheng. (Octubre de 2005). “*Economics and Performance Forecast of Gas Turbine Combined Cycle*”. Tsinghua Science and Technology, ISSN 1007-0214 20/20 pp633-636 Volume 10 Number 5
- [4] “*Delivering cutting-edge turbine and generator technologies*”. 24 de abril de 2018, de Doosan Skoda Power. Sitio web: <http://www.doosanskodapower.com/en/steam/combined/>
- [5] (21 de enero de 1999). “*First 701Gs prepare for commercial operation. 28 de abril de 2018, de Modern Power Systems*”. Sitio web: <http://www.modernpowersystems.com/features/featurefirst-701gs-prepare-for-commercial-operation/>
- [6] Suparna Ray, April Lee. (6 de junio de 2016). “*EIA publishes construction cost information for electric power generators*”. 15 de junio de 2018, de U.S. Energy Information Administration. Sitio web: <https://www.eia.gov/todayinenergy/detail.php?id=26532>
- [7] “*Caldera de Recuperación (HRSG)*”. 15 de marzo de 2018, de OPEX Energy. Sitio web: http://opex-energy.com/ciclos/calderas_hrsg.html

17. ANEXO I–ESTADOS TERMODINAMICOS

Tabla 13. Estados termodinámicos del ciclo combinado.

Estado	T [°C]	h [kJ/kg]	h _s [kJ/kg]	P [bar]	s [kJ/kg*K]	s _s [kJ/kg*K]	Título de vapor
1	587,8	889,9		1,013			
2	512,7	807		1,013			
3	490	782,2		1,013			
4	366,7	649,6		1,013			
5	344	625,5		1,013			
6	276,1	554,4		1,013			
7	187,6	463,2		1,013			
8	140	414,6		1,013			
9	318,1	2705		110	5,553		
10	318,1	1450		110	3,429		
11	318,1	1450		110	3,429		
12	179,9	762,9		10	2,139		
13	179,9	2778		10	6,586		
14	-	-	-	-	-	-	-
15	179,9	762,9		10	2,139		
16	105,1	441,2	441	10	1,363	1,363	
17	179,9	762,9		10	2,139		
18	179,9	2778		10	6,586		
19	224,6	2885		10	6,812		
20	297	3044		10	7,111		
21	373,9	3208		10	7,381		
22	28,97	2356	2252	0,04	7,818	7,473	0,9187
23	28,97	121,3		0,04	0,4222		
24	28,99	121,7	121,6	3	0,4224	0,4222	
25	105	440,3		3	1,363		
26	239,2	2945	2899	3	7,473	7,381	1
27	179,9	762,9		10	2,139		
28	181,8	776,1	774,1	110	2,143	2,139	
29	318,1	1450		110	3,429		
30	318,1	2705		110	5,553		
31	550	3491		110	6,703		

32	244,9	2931	2832	10	6,902	6,703	1
33	-	-	-	-	-	-	-
34	15	63,01		1,013			
35	21	88,11		1,013			

18. ANEXO II – FLUJOS DE CAJA

Tabla 14. Flujo de caja del estudio económico.

Año	Ingresos explotación	Resultado ejercicio	Impuestos	Beneficios	Beneficios acumulados
0	\$ -	\$ -133.200.000,00	\$ -	\$ -133.200.000,00	\$ -133.200.000,00
1	\$ 126.210.312,00	\$ 29.663.422,98	\$ 10.382.198,04	\$ 19.281.224,94	\$ -113.918.775,06
2	\$ 128.734.518,24	\$ 30.247.285,03	\$ 10.586.549,76	\$ 19.660.735,27	\$ -94.258.039,80
3	\$ 131.309.208,60	\$ 30.842.632,34	\$ 10.794.921,32	\$ 20.047.711,02	\$ -74.210.328,77
4	\$ 133.935.392,78	\$ 31.449.690,72	\$ 11.007.391,75	\$ 20.442.298,97	\$ -53.768.029,80
5	\$ 136.614.100,63	\$ 32.068.690,39	\$ 11.224.041,64	\$ 20.844.648,75	\$ -32.923.381,05
6	\$ 139.346.382,65	\$ 32.699.866,08	\$ 11.444.953,13	\$ 21.254.912,96	\$ -11.668.468,09
7	\$ 142.133.310,30	\$ 33.343.457,17	\$ 11.670.210,01	\$ 21.673.247,16	\$ 10.004.779,07
8	\$ 144.975.976,50	\$ 33.999.707,70	\$ 11.899.897,70	\$ 22.099.810,01	\$ 32.104.589,08
9	\$ 147.875.496,03	\$ 34.668.866,54	\$ 12.134.103,29	\$ 22.534.763,25	\$ 54.639.352,33
10	\$ 150.833.005,95	\$ 35.351.187,43	\$ 12.372.915,60	\$ 22.978.271,83	\$ 77.617.624,16
11	\$ 153.849.666,07	\$ 36.046.929,09	\$ 12.616.425,18	\$ 23.430.503,91	\$ 101.048.128,07
12	\$ 156.926.659,40	\$ 36.756.355,34	\$ 12.864.724,37	\$ 23.891.630,97	\$ 124.939.759,04
13	\$ 160.065.192,58	\$ 37.479.735,17	\$ 13.117.907,31	\$ 24.361.827,86	\$ 149.301.586,90
14	\$ 163.266.496,43	\$ 38.217.342,85	\$ 13.376.070,00	\$ 24.841.272,86	\$ 174.142.859,75
15	\$ 166.531.826,36	\$ 38.969.458,06	\$ 13.639.310,32	\$ 25.330.147,74	\$ 199.473.007,49
16	\$ 169.862.462,89	\$ 70.939.558,99	\$ 24.828.845,65	\$ 46.110.713,34	\$ 245.583.720,83
17	\$ 173.259.712,15	\$ 72.358.350,17	\$ 25.325.422,56	\$ 47.032.927,61	\$ 292.616.648,44
18	\$ 176.724.906,39	\$ 73.805.517,17	\$ 25.831.931,01	\$ 47.973.586,16	\$ 340.590.234,60
19	\$ 180.259.404,52	\$ 75.281.627,51	\$ 26.348.569,63	\$ 48.933.057,88	\$ 389.523.292,49
20	\$ 183.864.592,61	\$ 76.787.260,06	\$ 26.875.541,02	\$ 49.911.719,04	\$ 439.435.011,53
				Deuda a pagar total	\$ 399.716.459,13
				Beneficios totales	\$ 439.435.011,53
				VAN	\$ 51.739.479,38
				TIR	16%